



TUGAS AKHIR - TM091585

**STUDI EMPIRIK PENGARUH PERUBAHAN VISKOSITAS
FLUIDA TERHADAP RESPON DINAMIS DARI *HYDRAULIC
MOTOR REGENERATIVE SHOCK ABSORBER* (HM RSA)**

BUDI PERDANA KUSUMA
NRP. 2112 105 021

Dosen Pembimbing
Dr. Eng Harus Laksana Guntur, ST., M. Eng

PROGRAM SARJANA
LABORATORIUM SISTEM DINAMIS DAN VIBRASI
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM091585

**EMPIRICAL STUDY OF THE INFLUENCE ON THE FLUID
VISCOSITY CHANGE TOWARD THE DYNAMIC RESPONSE
FROM HYDRAULIC MOTOR REGENERATIVE SHOCK
ABSORBER (HMRSA)**

**BUDI PERDANA KUSUMA
NRP. 2112 105 021**

**Academic Supervisor
Dr. Eng Harus Laksana Guntur, ST., M. Eng**

**BACHELOR PROGRAM
DYNAMICS SYSTEM AND VIBRATION LABORATORY
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015**

**STUDI EMPIRIK PENGARUH PERUBAHAN
VISKOSITAS FLUIDA TERHADAP RESPON DINAMIS
DARI *HYDRAULIC MOTOR REGENERATIVE SHOCK
ABSORBER* (HM RSA)**

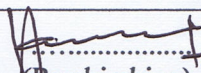
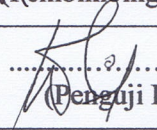
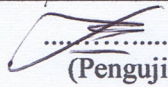
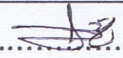
TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik pada Bidang Studi Sistem Dinamis dan Vibrasi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

BUDI PERDANA KUSUMA

Nrp. 2112 105 021

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :	
1. <u>Dr. Eng Harus Laksana Guntur ST., M. Eng</u> (NIP. 197505111999031001)	 (Rebimbing)
2. <u>Dr. Wiwiek Hendrowati ST., MT</u> (NIP. 197004121997032003)	 (Penguji I)
3. <u>Ir. J. Lubi</u> (NIP. 194802201976031001)	 (Penguji II)
4. <u>Moch. Solichin ST., MT</u> (NIP. 2100201405003)	 (Penguji III)

**SURABAYA
JANUARI 2015**

**STUDI EMPIRIK PENGARUH PERUBAHAN
VISKOSITAS FLUIDA TERHADAP RESPON DINAMIS
DARI *HYDRAULIC MOTOR REGENERATIVE SHOCK
ABSORBER* (HMRSA)**

Nama Mahasiswa : Budi Perdana Kusuma
NRP : 2112 105 021
Jurusan : Teknik Mesin FTI - ITS
**Dosen Pembimbing : Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST,
M.Eng.**

Abstrak

Tuntutan konsumen otomotif dan keterbatasan sumber energi dunia menjadi pendorong produsen otomotif untuk membuat dan mengembangkan kendaraan yang lebih efektif dalam hal pemanfaatan energi serta unggul dalam berbagai aspek termasuk aspek kenyamanan. Untuk mendukung kenyamanan tersebut telah dikembangkan suatu komponen kendaraan yang berfungsi untuk meredam getaran, komponen tersebut dikenal dengan sebutan shock absorber. Dalam perkembangannya shock absorber mengalami banyak kemajuan, akan tetapi energi redaman dari komponen ini terbuang begitu saja. Regenerative shock absorber adalah mekanisme alat yang dapat mengurangi energi loss pada suspensi kendaraan. Regenerative shock absorber (RSA) mampu mengubah getaran yang terjadi pada kendaraan oleh gangguan kontur permukaan jalan menjadi energi listrik.

Pada penelitian ini dilakukan studi pengaruh perubahan viskositas fluida terhadap respon dinamis dari hydraulic motor regenerative shock absorber (HMRSA). Studi ini dilakukan dengan melakukan variasi viskositas oli yang digunakan sehingga diperoleh respon (kecepatan dan percepatan) masa sprung terhadap eksitasi yang diberikan.

Dari hasil studi eksperimen ini diperoleh nilai redaman HMRSA pada saat pembebanan accu (terisi 50%) untuk

penggunaan oli ISO VG 10, ISO VG 32 dan ISO VG 46 berturut-turut adalah 7059 Ns/m, 9593 Ns/m dan 12079 Ns/m. Artinya nilai redaman HM RSA semakin besar seiring dengan semakin kentalnya oli yang digunakan. Energi bangkitan HM RSA terbesar untuk semua penggunaan oli terjadi saat frekuensi eksitasi 1,7 Hz. Besarnya energi bangkitan pada penggunaan oli ISO VG 10, ISO VG 32 dan ISO VG 46 berturut-turut adalah sebesar 2,333 watt, 1, 92 watt dan 1, 581 watt, dimana energi bangkitan terbesar dihasilkan pada saat penggunaan oli ISO VG 10.

Kata kunci: *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber, Viskositas, Respon Dinamis.*

EMPIRICAL STUDY OF THE INFLUENCE ON THE FLUID VISCOSITY CHANGE TOWARD THE DYNAMIC RESPONSE FROM HYDRAULIC MOTOR REGENERATIVE SHOCK ABSORBER (HMRSA)

Student Name : Budi Perdana Kusuma
NRP : 2112 105 021
Department : Mechanical Engineering FTI - ITS
**Advidor : Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST,
M.Eng.**

Abstract

Automotive consumer demand and limitation of world energy source become automotive manufacturer stimulation to create and develop more effective vehicle in term of energy utilization as well as excelling in various aspect including the aspect of comfort. To support these competence, it has been developed a vehicle component which serves to dampen vibration, the component is known as a shock absorber. In its development, shock absorber having a lot of progress, but the energy reducer of this component is wasted. Regenerative shock absorber mechanism is a tool that can reduce the energy loss on suspension of the vehicle. Regenerative shock absorber (RSA) is able to turn the vibration that occur on the vehicle by the contour interference of the road surface into electrical energy.

This research study is conducted on the influence of changes in fluid viscosity to dynamic response of hydraulic motor regenerative shock absorber (HMRSA). The studi was done by doing a variation of the viscosity of the oil being used so that the retrieved response (velocity and acceleration) of the sprung mass to the excitation is given.

The result of experimental study is obtained a HMRSA damping value with load (accu 50%) to used the filled oil ISO VG 10, ISO VG 32 and ISO VG 46 consecutive is 7059 Ns/m, 9593 Ns/m and 12079 Ns/m. HMRSA damping value means

getting bigger due to the increasingly the oil condensed used. The biggest generator power HM RSA to all use of oil occurred during excitation frequency 1,7 Hz. Magnitude of generator power in the use of oil of ISO VG 10, ISO VG 32 and ISO VG 46 consecutive is 2,333 watt, 1,92 watt and 1,581 watt, where the greatest generator generated power at a time when the use of oil of ISO VG 10.

Keyword: ***Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber, Viscosity, Dynamic Response.***

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur penulis curahkan kehadiran Allah SWT, karena atas berkah dan izin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Ayahanda dan ibunda tercinta beserta keluarga yang selama ini mendukung penulis dalam proses belajar baik dukungan moril, materil maupun spiritual.
2. Bapak Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST.,M.Eng selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah banyak memberikan bimbingan, motivasi dan ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis.
3. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati ST., MT, bapak Ir. J. Lubi dan bapak Moch. Solichin ST.,MT selaku dosen penguji tugas akhir yang telah memberikan saran dan motivasi bagi penulis.
4. Ira Purbawati yang selalu mendukung dan memberi semangat dalam pembuatan tugas akhir ini.
5. Tim RSA yang tak bosan menyemangati dan membantu penulis.
6. Rekan seperjuangan lintas jalur yang membantu dalam penyusunan laporan tugas akhir ini.
7. Rekan satu kos yang membantu, memberi semangat dan saran bagi penulis.
8. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap

semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Januari 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK.....	v
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Tujuan Penelitian.....	2
1.4. Manfaat Penelitian.....	2
1.5. Batasan Masalah.....	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1. Tinjauan Terdahulu	3
2.2. Teori Penunjang.....	9
2.2.1. Pengertian Getaran.....	9
2.2.2. Getaran Bebas	10
2.2.3. Getaran Paksa	10
2.2.4. Motion Base.....	10
2.2.5. Koefisien Redaman.....	11
2.3. Mekanisme Hidrolik.....	12
2.3.1. Hukum Bernoulli	12
2.3.2. Hukum Pascal	13
2.3.3. Head Loss	13
2.3.4. Viskositas Fluida	17
2.3.5. Karakteristik Fluida Hidrolik.....	18
2.4. Generator Listrik	20
2.5. Motor Hidrolik.....	23
2.6. Pengaruh Percepatan Kendaraan Terhadap Kenyamanan ...	24
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	27
3.1. Diagram Alir Penelitian.....	27

3.2. Studi Literatur.....	28
3.3. Mekanisme HMRSA	28
3.3.1. Prinsip Kerja HMRSA.....	29
3.3.2. Perhitungan Teoritis pada HMRSA.....	30
3.4. Persiapan Pengujian	34
3.5. Pengujian Nilai Koefisien Pegas	34
3.6. Pengujian Nilai Koefisien Redaman <i>Hydraulic Motor</i> <i>Regenerative Shock Absorber</i>	36
3.7. Pengujian Karakteristik Dinamis HMRSA	43
3.8. Pengolahan Data Pengujian.....	45
3.9. Peralatan Yang Digunakan.....	45
3.9.1. Suspension Test Rig	45
3.9.2. Oscilloscope.....	45
3.9.3. Akselerometer.....	46
3.9.4. Vernier caliper	47
3.9.5. Stopwatch	47
3.9.6. Multimeter	47
BAB IV HASIL PENGUJIAN.....	49
4.1. Penentuan Koefisien Pegas.....	49
4.1.1. Prinsip Kerja.....	49
4.1.2. Perhitungan Koefisien Pegas.....	50
4.2. Penentuan Koefisien Redaman.....	52
4.2.1. Koefisien <i>Viscous Damping</i>	53
4.2.2. Koefisien Redaman HMRSA (<i>viscous + friction +</i> <i>electric damping</i>).....	56
4.2.3. Distribusi Koefisien Redaman HMRSA	58
4.2.4. Koefisien Redaman HMRSA (<i>viscous + friction +</i> <i>electric damping</i>) dengan Pembebanan <i>Accu</i> (Terisi 50%).....	60
4.2.5. Distribusi Koefisien Redaman HMRSA dengan Pembebanan <i>Accu</i> (Terisi 50%)	61
4.3. Pengujian Karakteristik Suspensi HMRSA.....	63
4.3.1. Pengujian Karakteristik Suspensi HMRSA Akibat Eksitasi Impuls dengan Beban <i>Accu</i> (Terisi 50%) ...	64

4.3.2. Pengujian Karakteristik Suspensi HM RSA Akibat Eksitasi Periodik dengan Beban <i>Accu</i> (Terisi 50%)	66
4.3.3. Pengujian Energi Bangkitan HM RSA	71
4.3.4. Performa <i>Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber</i>	75
BAB V PENUTUP	83
5.1. Kesimpulan	83
5.2. Saran	83
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	
RIWAYAT PENULIS	

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	<i>Active electromagnetic suspension system</i> dari Eindhoven University of Technology ^[1]	3
Gambar 2.2	<i>Semi active suspension</i> dari Zheijiang University ^[2]	4
Gambar 2.3	Respon suspensi pada 3 kondisi pengujian oleh Zhu Renxue ^[2]	4
Gambar 2.4	<i>Electromechanical energy harvesting system</i> dari SOBEN dan ESTIA RESEARCH ^[3]	5
Gambar 2.5	Desain <i>hydraulic regenerative shock absorber</i> dari Institut Teknologi Sepuluh November ^[4]	6
Gambar 2.6	Konstruksi HM RSA dari Kaspul Anuar ^[5]	7
Gambar 2.7	Prinsip kerja HM RSA dari Kaspul Anuar ^[6]	7
Gambar 2.8	<i>Regenerative shock absorber</i> dari Shakeel ^[6]	8
Gambar 2.9	Grafik Torsi output motor hidrolik fungsi kecepatan kompresi dari penelitian Shakeel ^[6]	8
Gambar 2.10	Grafik energi bangkitan fungsi kecepatan kompresi dari penelitian Shakeel ^[6]	9
Gambar 2.11	<i>Base excitation</i> (a) Sistem fisik <i>base excitation</i> (b) <i>Free body diagram</i> untuk sistem <i>base excitation</i> (Rao, 2011)	10
Gambar 2.12	Grafik <i>Force Transmisibility vs Frequency Ratio</i>	11

Gambar 2.13 Penerapan hukum bernouli pada penampang	12
Gambar 2.14 Grafik <i>enlargements</i> dan <i>contraction loss coefficient</i>	15
Gambar 2.15 Grafik nilai <i>equivalent length</i> (L_e/D)	16
Gambar 2.16 Gaya redaman <i>viscous dumping</i>	17
Gambar 2.17 Konsep generator.....	20
Gambar 2.18 Kaidah Fleming tangan kanan	21
Gambar 2.19 Generator DC.....	21
Gambar 2.20 Motor hidrolik	23
Gambar 2.21 Batas kelelahan dan penurunan kinerja pengemudi akibat getaran vertikal	25
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian.....	27
Gambar 3.2 Mekanisme HMRSA.....	28
Gambar 3.3 Aliran fluida saat batang piston bergerak kebawah	29
Gambar 3.4 Aliran fluida saat batang piston bergerak keatas.....	30
Gambar 3.5 Skema HMRSA untuk perhitungan fluida	31
Gambar 3.6 Pengujian nilai koefisien pegas	34
Gambar 3.7 Diagram alir pengujian koefisien pegas	35

Gambar 3.8 Skema Uji Statis	36
Gambar 3.9 Skema pengujian redaman <i>viscous damping</i>	37
Gambar 3.10 Diagram alir penentuan koefisien redaman <i>viscous damping</i>	38
Gambar 3.11 Skema pengujian redaman HMRSA tanpa pembebanan	39
Gambar 3.12 Diagram alir penentuan koefisien redaman HMRSA	40
Gambar 3.13 Skema pengujian koefisien redaman HMRSA dengan pembebanan <i>accu</i>	41
Gambar 3.14 Diagram alir penentuan koefisien redaman HMRSA dengan pembebanan <i>accu</i>	42
Gambar 3.15 Diagram alir pengujian HMRSA akibat eksitasi impuls	43
Gambar 3.16 Diagram alir pengujian HMRSA akibat eksitasi periodik	44
Gambar 3.17 Suspension test rig	45
Gambar 3.18 Oscilloscope	46
Gambar 3.19 Akselerometer	46
Gambar 4.1 (a). Variasi beban massa (b). Pegas (c). <i>Suspension test rig</i>	49

Gambar 4.2	Grafik pengujian koefisien pegas HMRSA.....	51
Gambar 4.3	Mekanisme Pengujian statis nilai redaman kompresi.....	52
Gambar 4.4	Pengujian statis nilai redaman.....	52
Gambar 4.5	Grafik gaya redaman fungsi kecepatan <i>viscous damping</i> HMRSA.....	55
Gambar 4.6	Diagram batang <i>viscous damping</i> berdasarkan viskositas oli.....	56
Gambar 4.7	Grafik gaya redaman fungsi kecepatan HMRSA (<i>viscous+friction+electric damping</i>) menggunakan oli ISO VG 10	57
Gambar 4.8	Diagram batang nilai redaman komponen HMRSA tanpa pembebanan <i>accu</i>	59
Gambar 4.9	Grafik gaya redaman fungsi kecepatan HMRSA (<i>viscous+friction+electric damping</i>) dengan pembebanan <i>accu</i> (terisi 50%) menggunakan oli ISO VG 10	61
Gambar 4.10	Diagram batang nilai redaman komponen HMRSA dengan pembebanan <i>accu</i> (terisi 50%).....	63
Gambar 4.11	Mekanisme suspensi HMRSA.....	64
Gambar 4.12	Grafik respon <i>sprung mass</i> pengujian impuls	65
Gambar 4.13	Grafik respon <i>unsprung mass</i> pengujian impuls ..	65

Gambar 4.14	Grafik respon <i>sprung mass</i> eksitasi periodik 1,3 Hz dengan pembebanan <i>accu</i> (terisi 50%).....	66
Gambar 4.15	Grafik respon <i>unsprung mass</i> eksitasi periodik 1,3 Hz dengan pembebanan <i>accu</i> (terisi 50%)	67
Gambar 4.16	Grafik respon <i>sprung mass</i> eksitasi periodik 1,5 Hz dengan pembebanan <i>accu</i> (terisi 50%).....	68
Gambar 4.17	Grafik respon <i>unsprung mass</i> eksitasi periodik 1,5 Hz dengan pembebanan <i>accu</i> (terisi 50%)	68
Gambar 4.18	Grafik respon <i>sprung mass</i> eksitasi periodik 1,7 Hz dengan pembebanan <i>accu</i> (terisi 50%).....	69
Gambar 4.19	Grafik respon <i>unsprung mass</i> eksitasi periodik 1,5 Hz dengan pembebanan <i>accu</i> (terisi 50%)	70
Gambar 4.20	Grafik voltase HMRSA pada eksitasi periodik frekuensi 1,3	71
Gambar 4.21	Grafik voltase HMRSA pada eksitasi periodik frekuensi 1,5	72
Gambar 4.22	Grafik voltase HMRSA pada eksitasi periodik frekuensi 1,7	73
Gambar 4.23	Diagram batang energi bangkitan HMRSA.....	74
Gambar 4.24	Grafik efisiensi performa HMRSA pembebanan <i>accu</i> (terisi 50%)	77
Gambar 4.25	Grafik <i>force transmissibility</i>	78

Gambar 4.26	Grafik ketahanan tubuh pengendara akibat eksitasi periodik 1,3 Hz.....	79
Gambar 4.27	Grafik ketahanan tubuh pengendara akibat eksitasi periodik 1,5 Hz.....	80
Gambar 4.28	Grafik ketahanan tubuh pengendara akibat eksitasi periodik 1,7 Hz.....	81

DAFTAR TABEL

Table 2.1	Data hasil pengujian RSA	6
Table 2.2	Minor loss coefficient.....	14
Table 2.3	<i>Loss coefficients</i> untuk <i>gradual contraction</i>	15
Table 2.4	<i>Equivalent length</i> untuk pipa belokan 90°	16
Table 2.5	Koversi nilai viskositas kinematik fluida	20
Table 2.6	Tingkat kenyamanan terhadap percepatan – ISO 2631	24
Tabel 4.1	Data pengujian koefisien pegas	50
Tabel 4.2	Data hasil pengujian nilai <i>viscous damping</i> dengan viskositas oli ISO VG 10.....	54
Tabel 4.3	Data hasil pengujian nilai <i>viscous damping</i> dengan viskositas oli ISO VG 10.....	54
Tabel 4.4	Data hasil pengujian nilai <i>viscous damping</i> dengan viskositas oli ISO VG 10.....	55
Tabel 4.5	Data hasil pengujian nilai redaman HMRSA dengan viskositas oli ISO VG 10.....	57
Tabel 4.6	Perhitungan distribusi nilai redaman komponen HMRSA tanpa pembebanan <i>accu</i> dengan viskositas oli ISO VG 10.....	58

Tabel 4.7	Perhitungan distribusi nilai redaman komponen HM RSA tanpa pembebanan <i>accu</i> dengan viskositas oli ISO VG 32.....	59
Tabel 4.8	Perhitungan distribusi nilai redaman komponen HM RSA tanpa pembebanan <i>accu</i> dengan viskositas oli ISO VG 46.....	59
Tabel 4.9	Data hasil pengujian nilai redaman HM RSA dengan pembebanan <i>accu</i> (terisi 50%) dengan viskositas oli ISO VG 10.....	60
Tabel 4.10	Perhitungan distribusi nilai redaman komponen HM RSA dengan pembebanan <i>accu</i> (terisi 50%) dengan viskositas oli ISO VG 10.....	62
Tabel 4.11	Perhitungan distribusi nilai redaman komponen HM RSA dengan pembebanan <i>accu</i> (terisi 50%) dengan viskositas oli ISO VG 32.....	62
Tabel 4.12	Perhitungan distribusi nilai redaman komponen HM RSA dengan pembebanan <i>accu</i> (terisi 50%) dengan viskositas oli ISO VG 46.....	62
Tabel 4.13	Energi bangkitan HM RSA pada masing-masing penggunaan oli.....	74
Tabel 4.14	Efisiensi HM RSA dengan oli ISO VG 10	75
Tabel 4.15	Efisiensi HM RSA dengan oli ISO VG 32	75
Tabel 4.16	Efisiensi HM RSA dengan oli ISO VG 46	76
Tabel 4.17	Transmissibilitas HM RSA dengan oli ISO VG 10	78

Tabel 4.18	Transmissibilitas HMRSA dengan oli ISO VG 32	78
Tabel 4.19	RMS percepatan massa sprung pada frekuensi eksitasi 1,3 Hz.....	79
Tabel 4.20	RMS percepatan massa sprung pada frekuensi eksitasi 1,5 Hz.....	80
Tabel 4.21	RMS percepatan massa sprung pada frekuensi eksitasi 1,7 Hz.....	81

halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi yang begitu pesat telah mempengaruhi pengembangan berbagai produk, termasuk diantaranya kendaraan. Tuntutan konsumen otomotif dan keterbatasan sumber energi dunia juga turut menjadi pendorong para produsen otomotif untuk berlomba dalam membuat dan mengembangkan kendaraan yang lebih efektif dalam hal pemanfaatan energi serta unggul dalam berbagai aspek. Disamping upaya peningkatan efektifitas energi dari kendaraan, kenyamanan kendaraan adalah salah satu aspek penting yang juga diperhatikan. Untuk mendukung kenyamanan tersebut telah dikembangkan suatu komponen kendaraan yang berfungsi untuk meredam getaran, komponen tersebut dikenal dengan sebutan *shock absorber* atau peredam kejut.

Dalam perkembangannya *shock absorber* mengalami banyak kemajuan, mulai dari *shock absorber* pasif, semi aktif, hingga aktif. Akan tetapi energi redaman dari komponen ini terbuang begitu saja. Oleh karena itu timbul gagasan untuk memanfaatkan energi yang terbuang tersebut. Salah satu mekanisme alat yang bisa mengurangi loss energi yang terjadi pada suspensi kendaraan adalah mekanisme *regenerative shock absorber*. *Regenerative shock absorber* adalah suatu alat yang mampu mengubah getaran yang terjadi pada kendaraan oleh gangguan kontur permukaan jalan menjadi energi listrik.

Berkaitan dengan hal ini mahasiswa ITS telah membuat salah satu *regenerative shock absorber* yakni *hydraulic motor regenerative shock absorber* (HMRSA). HMRSA ini dikembangkan dengan penambahan suatu mekanisme untuk menyearahkan putaran motor *hydraulic* yang berfungsi memutar generator. Pada penelitian ini akan dilakukan variasi viskositas fluida yang digunakan dalam mekanisme HMRSA guna

mengetahui pengaruh viskositas fluida terhadap respon dinamis dari mekanisme tersebut.

1.2. Rumusan Masalah

Rumusan Masalah pada penelitian ini sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh viskositas fluida terhadap gaya redaman *hydraulic motor regenerative shock absorber* (HM RSA)?
2. Bagaimana pengaruh viskositas fluida terhadap respon dinamis dan energi bangkitan *hydraulic motor regenerative shock absorber* (HM RSA)?

1.3. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh viskositas fluida terhadap gaya redaman *hydraulic motor regenerative shock absorber* (HM RSA)?
2. Mengetahui pengaruh viskositas fluida terhadap respon dinamis dan energi bangkitan *hydraulic motor regenerative shock absorber* (HM RSA)?

1.4. Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah:

1. Data yang diperoleh dari penelitian ini dapat digunakan sebagai acuan dalam pemilihan viskositas fluida yang akan digunakan pada HM RSA.

1.5. Batasan Masalah

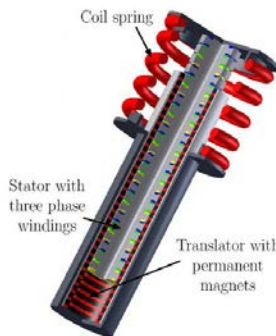
1. Pengujian HM RSA dilakukan dengan *quarter car model* (1/4 massa kendaraan).
2. Model *quarter car* dianggap satu derajat kebebasan.
3. Eksitasi yang digunakan adalah yang ada pada alat uji suspensi (*suspension test rig*).
4. Pada saat pengujian, HM RSA tidak menggunakan ban.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Penelitian Terdahulu

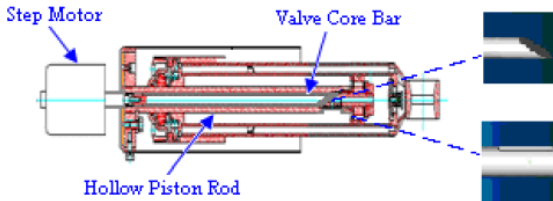
Tim riset dari Eindhoven University of Technology yang digagas oleh Bart L.J.Gysen dkk [1] membuat suatu alat *active electromagnetic suspension system* yang bekerjasama dengan BMW dan SKF. Pada dasarnya prinsip kerja *active electromagnetic suspension system* sama dengan *linier electromagnetic absorber* yang menggunakan magnet dan kumparan. Pada saat batang yang terpasang magnet bergerak translasi melewati kumparan maka akan menghasilkan listrik yang dapat dimanfaatkan. Suspensi ini masuk dalam kategori suspensi aktif. Berdasarkan hasil pengujian yang telah dilakukan, *electromagnetic suspension* ini dapat menghasilkan daya rata-rata lebih kurang sebesar 16 W pada *normal city driving test* dan tingkat kenyamanan dalam berkendara meningkat menjadi 60%. Berikut gambar *active electromagnetic suspension system* dari Eindhoven University of Technology:



Gambar 2.1 *Active electromagnetic suspension system* dari Eindhoven University of Technology^[1]

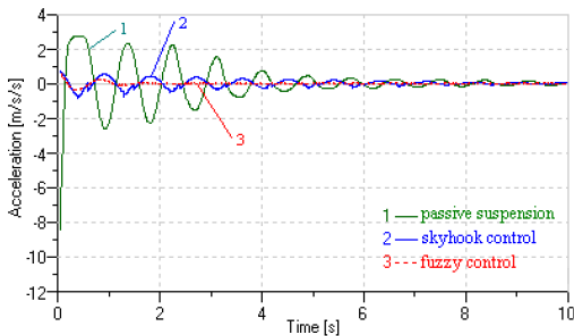
Respon suspensi pasif yang cenderung memiliki jangka waktu *steady state* yang lama menjadi inspirasi bagi Zhu Renxue [2] untuk menciptakan suspensi yang mampu mempersingkat

waktu *steady state*. Dalam penelitiannya Zhu Renxue melakukan 3 variasi pengujian yaitu: 1. Suspensi pasif, 2. Suspensi pasif dengan *skyhook control*, 3. Suspensi pasif dengan *fuzzy control*. Berikut gambar suspensi *semi active suspension* Zheijiang University:



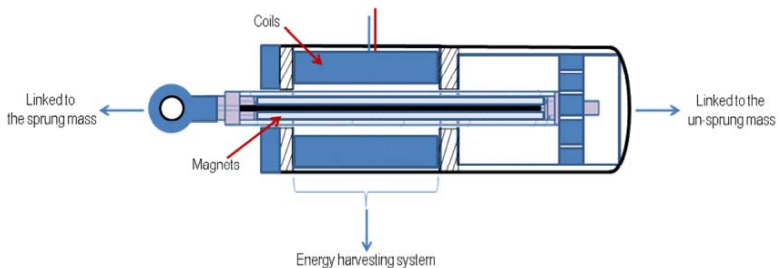
Gambar 2.2 *Semi active suspension* dari Zheijiang University^[2]

Skema perbaikan yang dilakukan diantaranya *valve core bar shock absorber* dirancang seperti bentuk irisan dan ditempatkan dalam *hollow piston rod*. Pada saat berkendara *controller* mengirimkan *control pulse signal* ke step motor. Step motor memberikan putaran pada dorongan *valve core bar*. Orifice yang dibentuk oleh *valve core bar* menjadi berubah sehingga damper *shock absorber* pun menjadi berubah-ubah sesuai kondisi jalan yang dilewati. Dari hasil pengujian didapatkan data bahwa suspensi dengan pengontrolan lebih cepat stabil. Berikut hasil simulasi dari respon suspensi pada masing-masing kondisi.



Gambar 2.3 Respon suspensi pada 3 kondisi pengujian oleh Zhu Renxue^[2]

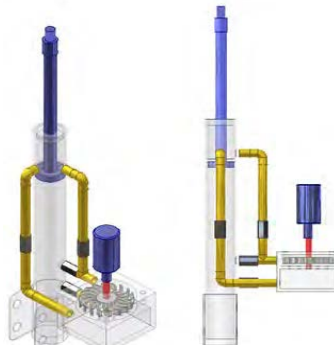
Sebuah lembaga penelitian yang bernama ESTIA RESEARCH [3] melakukan kerjasama dengan perusahaan suspensi SOBEN. Riset yang dilakukan berupa perancangan suspensi *elektromechanic* yang digunakan pada kendaraan. Pada suspensi ini terpasang magnet permanen yang dikelilingi lilitan kawat dibagian luar. Gerak translasi batang magnet dimanfaatkan untuk menghasilkan listrik yang kemudian dimanfaatkan sebagai sumber energi baru pada kendaraan. Berikut gambar suspensi *electromechanical* dari SOBEN dan ESTIA RESEARCH:



Gambar 2.4 *Electromechanical energy harvesting system* dari SOBEN dan ESTIA RESEARCH^[3]

Dari hasil pengujian pada *experimental quarter car test bench* didapatkan output daya sebesar 25 watt pada frekuensi eksitasi 2hz.

Dimotori oleh Harus Laksana Guntur [4] dan tim riset dari laboratorium desain teknik mesin ITS didapatkan suatu rancangan *regeneratif shock absorber* yang menggunakan hidrolik sebagai *vicous damping*. Pada *shock absorber* terpasang selang in dan out untuk menyalurkan hidrolik ke turbin. Turbin yang terhubung ke generator mengakibatkan generator berputar dan mampu menghasilkan arus listrik. Berikut gambar *regenerative shock absorber* dari Institut Teknologi Sepuluh Nopember:



Gambar 2.5 Desain *hydraulic regenerative shock absorber* dari Institut Teknologi Sepuluh November^[4]

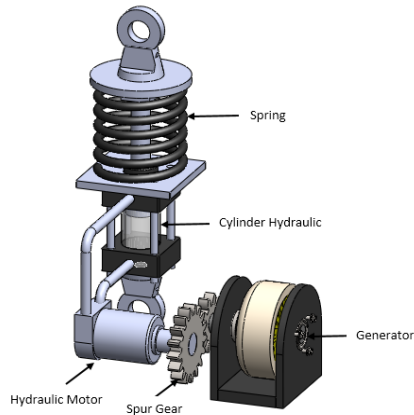
Dari hasil pengujian diperoleh nilai energi bangkitan yang dihasilkan RSA dimana secara keseluruhan masih tergolong rendah. Hal ini mungkin disebabkan karena RSA tipe hidrolik masih generasi awal dan masih membutuhkan riset lanjutan untuk pengembangan. Berikut data hasil pengujian RSA:

Tabel 2. 1 Data hasil pengujian RSA

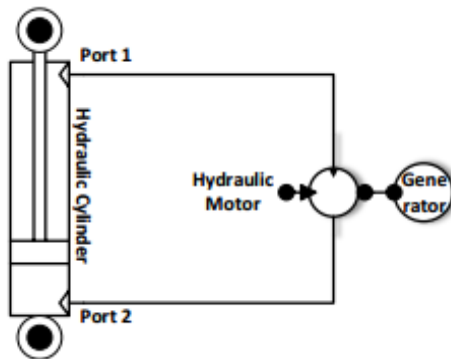
Kondisi Pengujian	Δt (s)	Voltase Output (v)	Daya (watt)
Metode eksitasi Impuls, rasio redaman 0,8 dan amplitudo 100 mm	0,48	2,6	0,14
	0,53	0,2	0,08
	0,61	0,12	0,06

Pada tahun 2014, Kaspul Anuar [5] merancang hydraulic motor regenerative shock absorber (HMRSA). Prinsip kerja dari alat ini adalah memanfaatkan energi kinetik pada gerakan suspensi kendaraan. Energi tersebut ditransfer ke sebuah motor hidrolik. Gaya yang ditransfer dari motor hidrolik kemudian ditransmisikan oleh susunan roda gigi yang berfungsi untuk meningkatkan putaran generator. Putaran generator tersebut akan menghasilkan energi bangkitan.

Daya yang dihasilkan HMRSA ini berkisar antara 0.024 watt sampai 1.1078 watt dengan model $\frac{1}{4}$ kendaraan.



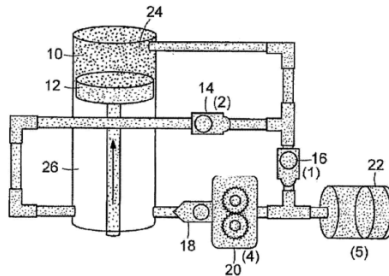
Gambar 2.6 Konstruksi HMRSA dari Kapsul Anuar^[5]



Gambar 2.7 Prinsip kerja HMRSA dari Kapsul Anuar^[6]

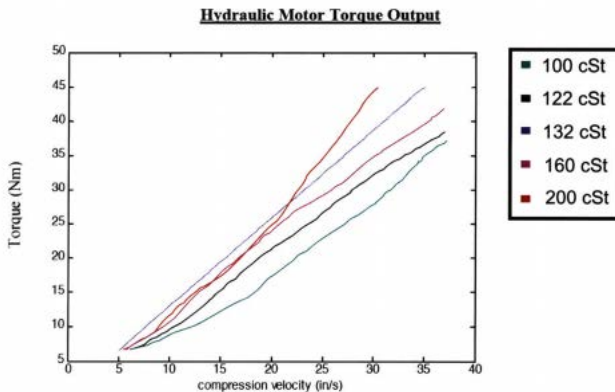
Pada tahun 2009 Shakeel N. Avadhy [6] dari S.B. Material Science & Engineering Massachusetts Institute of Technology melakukan penelitian untuk mengetahui hubungan antara *kinematic fluid viscosity* dengan energi bangkitan dari sebuah *regenerative shock absorber* yang menggunakan motor hidrolis. Viskositas kinematik fluida yang digunakan pada penelitian adalah 100 cSt, 122 cSt, 132 cSt, 160 cSt, 200 cSt. Pada saat kompresi, tekanan dari piston akan membuat fluida dalam silinder

mengalir melewati selang yang terhubung ke motor hidrolik sehingga memutar poros motor hidrolik. Poros ini terhubung ke generator listrik, sehingga putaran poros yang dihasilkan motor hidrolik akan memutar generator dan kemudian menghasilkan energi listrik. Pada penelitian ini digunakan dynamometer (dyno) yang dibuat khusus untuk dapat mendeteksi kecepatan vertikal (kecepatan kompresi) dari piston dengan range 0 in/s sampai 50 in/s.

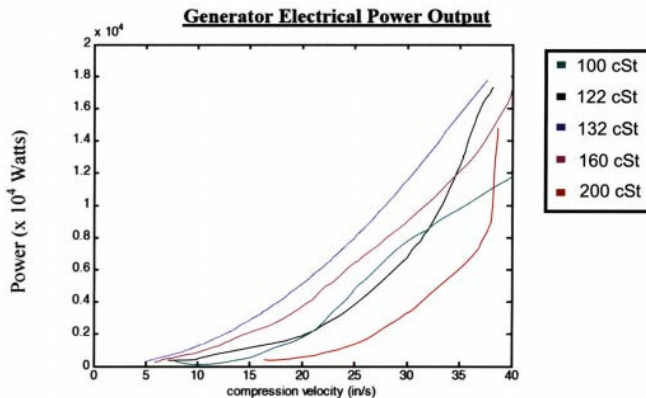


Gambar 2.8 *Regenerative shock absorber* dari Shakeel^[6]

Dari penelitian ini didapatkan grafik energi bangkitan dan torsi output motor hidrolik fungsi kecepatan kompresi untuk masing-masing nilai kinematik viskositas fluida. Berikut grafik yang didapat dari penelitian yang dilakukan Shakeel.



Gambar 2.9 Grafik Torsi output motor hidrolik fungsi kecepatan kompresi dari penelitian Shakeel^[6]



Gambar 2.10 Grafik energi bangkitan fungsi kecepatan kompresi dari penelitian Shakeel^[6]

Dari Gambar 2.9 dapat disimpulkan bahwa dengan menggunakan fluida yang lebih kental, maka akan didapatkan torsi output motor hidrolik yang lebih besar. Dari gambar 2.10 diketahui nilai energi bangkitan terbesar terjadi pada saat penggunaan fluida dengan tingkat kekentalan 132 cSt, sedangkan energi bangkitan terkecil dihasilkan pada saat penggunaan fluida dengan tingkat kekentalan 200 cSt.

2.2 Teori Penunjang

2.2.1 Pengertian Getaran

Secara umum getaran dapat didefinisikan sebagai gerakan bolak-balik suatu benda dari posisi awal melalui titik keseimbangan. Setiap komponen mekanikal memiliki berat dan *properties* yang menyerupai pegas, ada dua kelompok umum dari getaran, yaitu getaran bebas dan getaran paksa. Semua sistem yang bergetar mengalami redaman sampai derajat tertentu karena energi terdisipasi oleh gesekan dan tahanan lain. Jika redaman kecil maka pengaruhnya sangat kecil terhadap frekuensi naturalnya, dan perhitungan frekuensi natural biasanya dilakukan atas dasar tidak ada redaman.

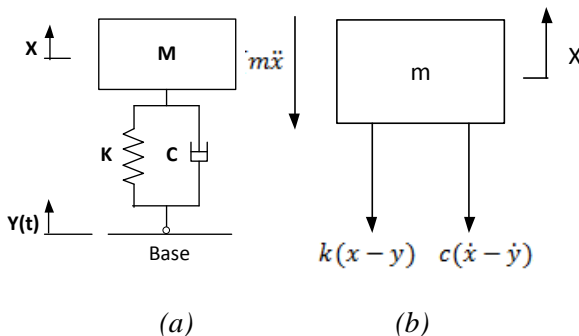
2.2.2 Getaran Bebas

Getaran bebas terjadi jika sistem beroksilasi karena bekerjanya gaya yang ada dalam sistem itu sendiri. Sistem yang bergetar bebas akan bergerak pada satu atau lebih frekuensi naturalnya, yang merupakan sifat sistem dinamika yang dibentuk oleh distribusi massa dan kekuatannya. Semua sistem yang memiliki massa dan elastisitas dapat mengalami getaran bebas atau getaran yang terjadi tanpa rangsangan luar.

2.2.3 Getaran Paksa

Getaran paksa adalah getaran yang terjadi karena rangsangan gaya luar, jika rangsangan tersebut beroksilasi maka sistem dipaksa untuk bergetar pada frekuensi rangsangan. Jika frekuensi rangsangan sama dengan frekuensi natural sistem, maka akan didapatkan keadaan resonansi dan osilasi yang besar dan beresiko membahayakan. Kerusakan pada struktur besar seperti jembatan, gedung ataupun sayap pesawat terbang, merupakan contoh kejadian yang disebabkan adanya resonansi. Jadi perhitungan frekuensi natural merupakan hal yang sangat penting.

2.2.4 Motion Base



Gambar 2. 11 *Base excitation* (a) Sistem fisik *base excitation* (b) *Free body diagram* untuk sistem *base excitation* (Rao, 2011)

Suatu waktu sistem pegas-massa-peredam mengalami gerak harmonik, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.11 (a). Eksitasi input $y(t)$ menyatakan perpindahan dari *base*, dan $x(t)$

menyatakan perpindahan massa dari posisi kesetimbangan statis pada waktu t . Maka perpanjangan dari pegas adalah $(x - y)$ dan kecepatan relatif antara kedua ujung damper adalah $(\dot{x} - \dot{y})$. Dari *free body diagram* yang ditunjukkan pada gambar 2.11(b), didapatkan persamaan gerak:

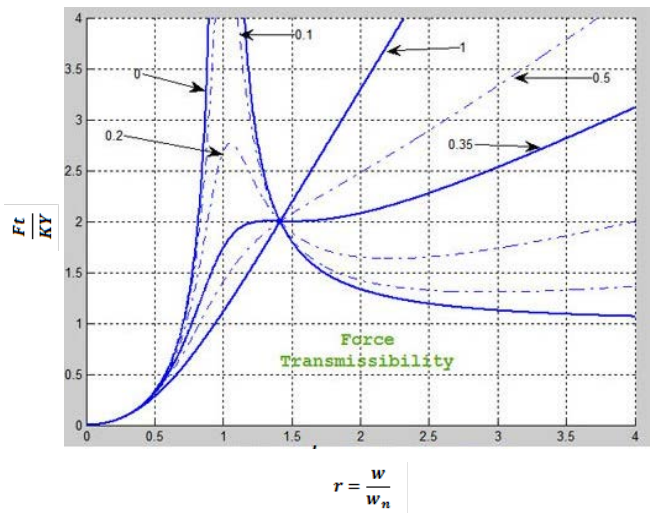
$$F = k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y}) = -m\ddot{x}$$

$$F = m\omega^2 X \sin(\omega t - \emptyset) = F_t \sin(\omega t - \emptyset)$$

Dimana F_t merupakan nilai amplitudo tertinggi yang diberikan ke base, sehingga rasio gaya transmissibilitynya sebagai berikut :

$$\frac{F_t}{KY} = r^2 \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2}$$

Berikut ini adalah grafik *force transmissibility* yang ditunjukkan pada Gambar 2.12.



Gambar 2. 12 Grafik *Force Transmissibility vs Frequency Ratio*

2.2.5 Koefisien Redaman

Pada suatu sistem dengan satu derajat kebebasan terdapat tiga parameter, yaitu massa (m), konstanta pegas (k) dan konstanta redaman (c). Nilai konstanta redaman sistem dapat dicari dengan menggunakan persamaan gerak berikut ini:

$$F_d = c \dot{x}$$

Keterangan :

F_d : Damping force (N)

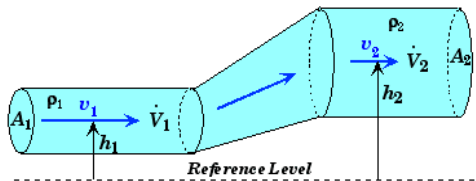
\dot{x} : Kecepatan eksitasi (m/s)

2.3 Mekanisme Hidrolik

2.3.1 Hukum Bernoulli

Hukum Bernoulli menyatakan bahwa tekanan dari fluida yang bergerak seperti udara berkurang ketika fluida tersebut bergerak lebih cepat. Hukum Bernoulli ditemukan oleh Daniel Bernoulli, seorang matematikawan swiss yang menemukannya pada tahun 1700. Bernoulli menggunakan dasar matematika untuk merumuskan hukumnya. Berikut ialah rumus dasar dari hukum Bernoulli:

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 + \rho_1 g h_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho_2 v_2^2 + \rho_2 g h_2$$



Gambar 2.13 Penerapan hukum bernouli pada penampang

Jika losses juga diperhitungkan maka persamaan di atas menjadi:

$$\frac{P_1}{\rho} + \alpha \frac{V_1^2}{2} + gh_1 = \frac{P_p}{\rho} + \alpha \frac{V_p^2}{2} + gh_p + h_T$$

Keterangan:

P = Tekanan (Pa)

V = Kecepatan (m/s)

ρ = Massa jenis fluida (kg/m^3)

h = Ketinggian (m)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

h_T = Head loss total.

2.3.2 Hukum Pascal

Sistem hidrolik menggunakan prinsip Pascal (1653) yang menyatakan bahwa tekanan yang bekerja pada setiap bagian gas atau fluida pada ruang tertutup akan merambat kebagian lain dalam ruangan tertutup ini dengan kekuatan yang sama, secara matematis dinyatakan:

$$P = \frac{F}{A}$$

Keterangan:

P = Tekanan (Pa)

F = Gaya yang bekerja (N)

A = Luas penampang yang menerima tekanan (m²)

2.3.3. Head Loss

Head loss adalah suatu nilai untuk mengetahui seberapa besarnya reduksi tekanan total (total head) yang diakibatkan oleh fluida saat melewati sistem pengaliran. Head loss terdiri dari head loss mayor (h_l) dan headloss minor (h_{lm}). Head loss total adalah penjumlahan dari head loss mayor dan head loss minor. Head loss mayor dipengaruhi oleh *friction factor* atau gesekan fluida dengan permukaan pipa di sepanjang aliran, diameter pipa, dan kecepatan aliran. Seperti ditunjukkan dalam persamaan berikut.

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2}$$

Dimana :

f : friction factor

L: panjang aliran dalam pipa (m)

D: diameter pipa (m)

V: kecepatan aliran (m/s)

Head loss minor (h_{lm}) terjadi karena adanya belokan, fitting, sambungan, kontraksi (pengecilan), dan juga enlargement (pembesaran) penampang pada pipa. Pada dasarnya, perhitungan head loss minor dapat dilakukan dengan dua cara yaitu :

$$h_{lm} = k \cdot \frac{v^2}{2}$$

Dimana K adalah *loss coefficient* yang didapatkan dari eksperimen.

$$h_{lm} = f \cdot \frac{L_e}{D} \cdot \frac{v^2}{2}$$




Dimana L_e adalah panjang ekivalen dari pipa lurus.

Berikut ini adalah penjelasan tentang fenomena yang dapat menimbulkan headloss minor :

1. *Inlets dan Exits.*

Jika terdapat ujung tajam pada sudut inlet, maka akan terjadi separasi aliran yang menimbulkan *vena contracta*, yang menyebabkan hilangnya *mechanical energy*. Sekalipun sudut pada *inlet* maupun *exit* di buat bulat (*rounded*), tetap terjadi fenomena *vena contracta* yang kecil. Dari tabel 2.2 dapat dilihat besarnya koefisien head loss minor pada beberapa bentuk *inlet/exit*.

Tabel 2.2 Minor loss coefficient

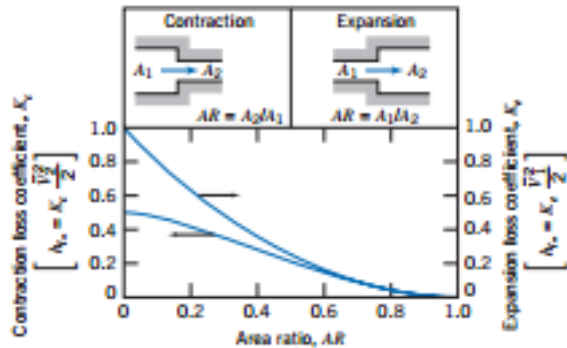
Minor Loss Coefficients for Pipe Entrances					
Entrance Type		Minor Loss Coefficient, K^a			
Reentrant		0.78			
Square-edged		0.5			
Rounded		r/D	0.02	0.06	≥ 0.15
		K	0.28	0.15	0.04

^aBased on $h_{Lc} = K(\bar{V}^2/2)$, where \bar{V} is the mean velocity in the pipe.

Source: Data from Reference [11].

2. *Enlargements dan Contractions*


Losses ini terjadi karena adanya perubahan area penampang (membesar ataupun mengecil) secara tiba – tiba. Untuk mengetahui besarnya koefisien headloss minor, dapat dilihat pada gambar 2.14.



Gambar 2.14 Grafik *enlargements* dan *contraction loss coefficient*

Losses yang diakibatkan oleh perubahan luas yang penampang, dapat diantisipasi dengan cara memasang nozzle maupun difuser diantara dua bagian dari pipa lurus yang terjadi luas perubahan penampang. Dari table 2.3 dapat ditentukan besarnya sudut dari diffuser maupun nozzle yang dibutuhkan.

Tabel 2.3 *Loss coefficients* untuk *gradual contraction*

Loss Coefficients (K) for Gradual Contractions: Round and Rectangular Ducts								
		Included Angle, θ , Degrees						
		A_2/A_1	10	15–40	50–60	90	120	150
	0.50	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
	0.25	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
	0.10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43

3. Pipe bend (belokan)

Head loss akibat bending (belokan) pada pipa mempunyai nilai yang lebih besar dari pada head loss yang terjadi pada aliran FDF (fully developed flow) pada pipa lurus pada panjang yang sama. Pada gambar 2.12 dan table 2.4 dapat ditentukan besar L_e/D yang digunakan untuk menghitung besarnya headloss minor yang terjadi.

Dimana: Re : *Reynold number*

V : kecepatan aliran fluida (m/s)

ν : viskositas kinematik fluida (m²/s)

Nilai friction factor dari aliran laminar diperoleh dengan menggunakan persamaan:

$$f = \frac{64}{Re}$$

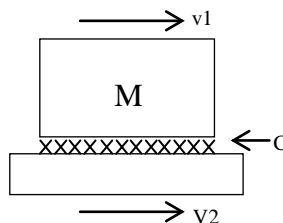
Sedangkan untuk aliran turbulen nilai friction factor diperoleh menggunakan persamaan:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\left(\frac{e/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right]$$

2.3.4 Viskositas Fluida

Fluida pada RSA tidak hanya berfungsi sebagai media transfer gerak tapi juga berfungsi sebagai peredam. Nilai redaman dari fluida berhubungan erat dengan viskositas/kekentalan fluida. Ini dikarenakan viskositas mengindikasikan seberapa besar resistansi fluida untuk mengalir. Jadi semakin tinggi viskositas fluida maka akan semakin besar nilai resistansi fluida tersebut.

Tingkat kekentalan fluida erat kaitannya dengan kecepatan benda yang memiliki nilai viscous damping. Secara matematika viscous friction dapat di ekspresikan sebagai fungsi matematika dari gerak relatif 2 benda yang terdapat tahanan/viskositas dumping diantaranya.



Gambar 2.16 Gaya redaman *viscous damping*

Dimana dari matematika model diatas diperoleh gaya redaman:

$$f = C \Delta v$$

2.3.5 Karakteristik Fluida Hidrolik

Fluida hidrolik yang digunakan pada suatu sistem harus memiliki sifat (*property*) yang sesuai dengan kebutuhan. Sifat fluida hidrolik merupakan hal-hal yang harus dimiliki oleh cairan hidrolik tersebut sehingga cairan hidrolik tersebut dapat berfungsi dengan baik. Fungsi dari fluida hidrolik pada sistem hidrolik pada umumnya yaitu:

1. Sebagai penerus tekanan atau penerus daya.
2. Sebagai pelumas untuk bagian-bagian yang bergerak.
3. Sebagai pendingin komponen yang bergesekan.
4. Sebagai bantalan dari terjadinya hentakan tekanan pada akhir langkah.
5. Pencegah korosi.

Secara umum fluida hidrolik memiliki syarat sebagai berikut:

- a. Kekentalan (viskositas) yang cukup.

Fluida hidrolik harus memiliki kekentalan yang cukup agar dapat memenuhi fungsinya sebagai pelumas. Apabila viskositas terlalu rendah maka film oli yang terbentuk akan sangat tipis sehingga tidak mampu untuk menahan gesekan. Demikian juga apabila viskositas terlalu kental, tenaga yang dibutuhkan untuk melawan gaya viskositas fluida akan semakin besar.

- b. Indeks viskositas yang baik.

Indeks viskositas atau *viscosity indeks* ialah angka yang menunjukkan rentang perubahan viskositas dari suatu cairan hidrolik dengan perubahan suhu. Fluida hidrolik dikatakan memiliki indeks viskositas tinggi apabila terjadinya perubahan viskositas kecil dalam rentang perubahan suhu yang relatif besar.

- c. Tahan api (tidak mudah terbakar).

Sistem hidrolik sering juga beroperasi ditempat-tempat yang cenderung timbul api atau berdekatan dengan api. Oleh karena itu perlu cairan yang tahan api.

d. Tidak berbusa (*foaming*).

Bila fluida (cairan) hidrolik banyak berbusa akan berakibat banyak gelembung udara yang terperangkap dalam cairan hidrolik sehingga akan terjadi *compressable* dan akan mengurangi daya transfer.

e. Tahan dingin

Tahan dingin adalah bahwa cairan hidrolik tidak mudah membeku bila beroperasi pada suhu dingin. Titik beku atau titik cair yang dikehendaki oleh cairan hidrolik berkisar antara 10°-15°C dibawah suhu permulaan mesin dioperasikan (*starup*). Hal ini untuk menantisipasi terjadinya penyumbatan oleh cairan hidrolik yang membeku.

f. Tahan korosi dan tahan aus

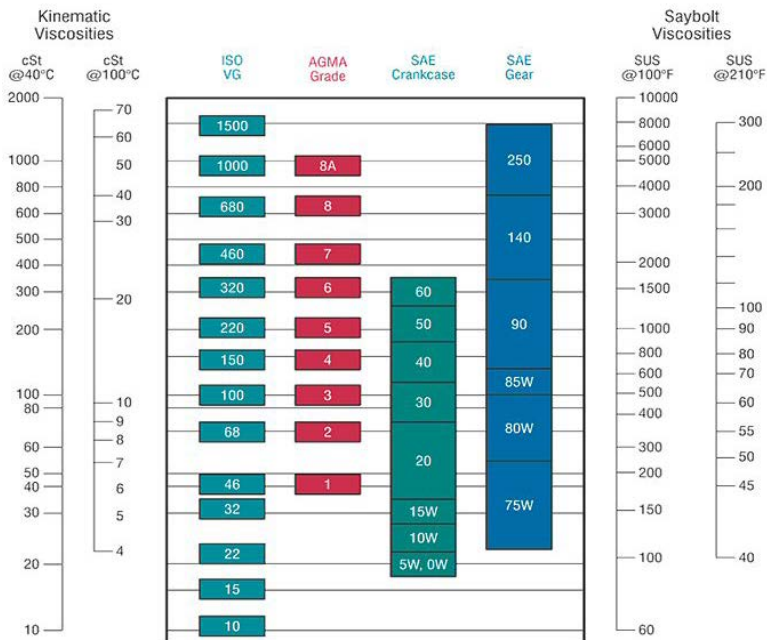
Cairan hidrolik harus mampu mencegah terjadinya korosi karena dengan tidak terjadi korosi maka kontruksi akan tidak mudah aus dengan kata lain mesin akan awet.

g. *Minimal compressibility*.

Secara teoritis cairan bersifat *incompressible* (tidak dapat dikempa). Tetapi kenyataannya cairan hidrolik dapat dikempa sampai dengan 0,5 % volume untuk setiap penekanan 80 bar oleh karena itu dipersyaratkan bahwa cairan hidrolik agar seminimal mungkin dapat dikempa.

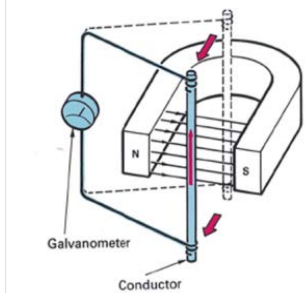
Dibawah ini adalah tabel yang dapat digunakan sebagai acuan dalam pemilihan fluida terkait viskositas dalam berbagai macam standar nilai kekentalan.

Tabel 2.5 Koversi nilai viskositas kinematik fluida



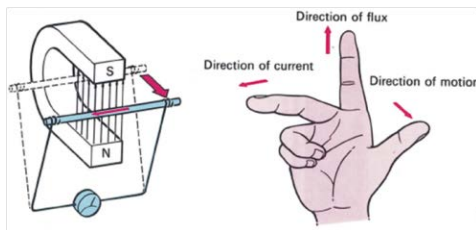
2.4 Generator Listrik

Generator listrik adalah alat yang memproduksi energy listrikdari sumber mekanikdengan menggunakan induksi elektromagnetik. Konsep generator pertama kali ditemukan oleh *Michael Faraday* yang berkebangsaan Inggris.



Gambar 2. 17 Konsep generator

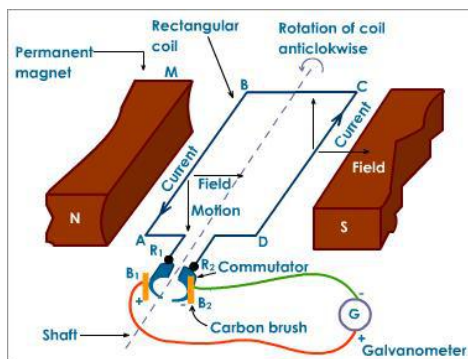
Dari gambar di atas, bila konduktor digerakkan maju mundur antara kutub utara dan kutub selatan maka jarum galvanometer akan bergerak. Gerakan tersebut menunjukkan adanya gaya listrik yang dihasilkan. Arah dari gaya gerak listrik yang dibangkitkan pada sebuah konduktor dalam medan magnet akan berubah dengan bertukarnya arah dari *magnetic flux* dan arah gerakan konduktor.



Gambar 2.18 Kaidah Fleming tangan kanan

“Apabila sebuah penghantar bergerak keluar memotong garis gaya magnet, maka gaya gerak listrik akan bergerak kekiri”

Generator DC terdiri dari dua bagian, yaitu *stator*, yaitu bagian mesin DC yang diam/tidak bergerak, dan bagian *rotor*, yaitu bagian mesin DC yang berputar. *Bagian stator* terdiri dari: *rangka motor, belitan stator, sikat arang, bearing dan terminal box*. Sedangkan bagian *rotor* terdiri dari: *komutator, belitan rotor, kipas rotor dan poros rotor*.



Gambar 2.19 Generator DC

Prinsip kerja generator DC sama dengan generator AC. Namun, pada generator DC arah arus induksinya tidak berubah. Hal ini disebabkan cincin yang digunakan pada generator DC berupa cincin belah (*komutator*).

Besarnya gaya Lorentz dapat dihitung dengan persamaan dibawah ini:

$$F = B \cdot I \cdot \ell \cdot z$$

Keterangan:

F : Arah gaya penghantar (Newton)

B : Kerapatan flux magnet (weber)

ℓ : Panjang kawat penghantar (meter)

I : Arus DC (Ampere)

z : Jumlah penghantar

Ada beberapa metode untuk membangkitan energi yang bersumber dari energy mekanik. Salah satunya adalah dengan induksi elektromagnetik. Dalam prinsip induksi elektromagnetik, listrik dengan magnet saling berkaitan. Misalkan pada gulungan kumparan kawat, jika dialiri dengan listrik maka akan timbul terjadinya gaya magnet. Sebaliknya bila sebuah magnet didekatkan dengan sebuah gulungan kumparan kawat maka timbul adanya aliran listrik. Prinsip tersebut merupakan dasar dari teori pada dynamo dan generator. Adapun prinsip kerja dari dynamo dan generator tersebut adalah sebagai berikut ;

1. Kumparan berputar dalam suatu medan magnet
2. Medan magnet yang berputar diantara kumparan

Energi kinetic dari dynamo atau generator dapat diperoleh dari putaran roda, turbin air, turbin angin, *engine*, dan beberapa komponen mekanik yang berputar. Pada umumnya generator dapat dibedakan berdasarkan arus yang dihasilkan yaitu AC (arus bolak balik) dan DC (arus searah). Pada dasarnya prinsip kerja dari generator AC dan DC adalah sama, Generator arus searah menghasilkan arus listrik DC karena pada konstruksi dilengkapi dengan komutator, biasanya berfungsi sebagai penguat pada generator utama di bengkel atau industri. Sedangkan generator arus bolak-balik menghasilkan arus listrik AC, hal ini disebabkan

karena konstruksi pada generator menyebabkan arah arus akan berbalik pada setiap setengah putaran.

Adapaun gaya gerak listrik induksi atau voltase yang dihasilkan dari generator dapat diperoleh dari rumus sebagai berikut :

$$E_{\max} = N.B.A.\omega$$

Dimana :

N = jumlah lilitan

B = kuat medan magnet(T)

A = luas kumparan (m^2)

ω = kecepatan sudut (rad/s)

2.5 Motor Hidrolik

Fungsi motor hidrolik adalah untuk merubah tekanan hidrolik menjadi torsi dan *angular displacement*.



Gambar 2.20 Motor hidrolik

Motor hidrolik yang dipakai pada penelitian ini adalah motor hidrolik jenis gerotor. Motor ini terdiri atas dua rotor di dalam casingnya. Dimana satu roda gigi berputar pada roda gigi lainnya dengan sumbu putar yang tidak sama, fluida bertekanan masuk pada inlet motor hidrolik, kemudian memutar roda gigi sehingga tercipta perbedaan tekanan dan menciptakan putaran pada sumbu gigi driven.

Torsi yang dihasilkan motor hidrolik adalah:

$$T_{mh} = \frac{P \cdot d}{2 \cdot \pi}$$

Dimana :

T_{mh} : Torsi Motor Hidrolik (N.m)

P : Pressure (N/m²)

d : Displacement motor (m³/Rev)

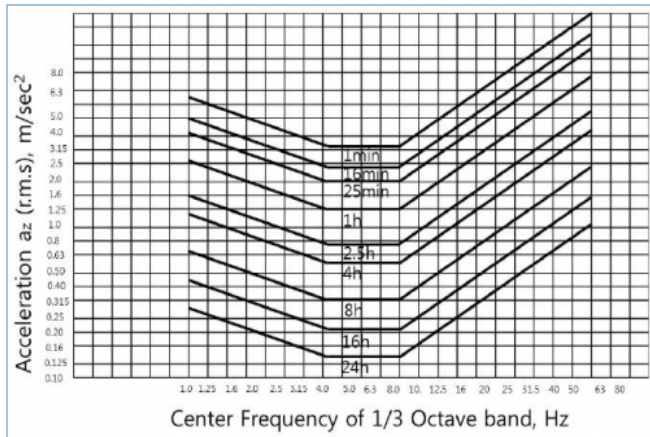
2.6 Pengaruh Percepatan Kendaraan Terhadap Kenyamanan

Dalam proses perancangan suatu shock absorber haruslah mengacu kepada kenyamanan pengendara. Tingkat kenyamanan shock absorber dapat dilihat dari besar percepatan yang diterima pengendara. Semakin besar percepatan yang diterima pengendara maka semakin tidak nyaman shock absorber tersebut. Sebagai pedoman perancangan dapat menggunakan tabel kriteria kenyamanan berdasarkan besar percepatan menurut standart ISO 2631:

Tabel 2. 6 Tingkat kenyamanan terhadap percepatan – ISO 2631

No.	Percepatan (RMS)	Keterangan
1.	$a < 0,315 \text{ m/s}^2$	Tidak ada keluhan
2.	$0,315 \text{ m/s}^2 < a < 0,63 \text{ m/s}^2$	Sedikit tidak nyaman
3.	$0,5 \text{ m/s}^2 < a < 0,1 \text{ m/s}^2$	Agak tidak nyaman
4.	$0,8 \text{ m/s}^2 < a < 1,6 \text{ m/s}^2$	Tidak nyaman
5.	$1,25 \text{ m/s}^2 < a < 2,5 \text{ m/s}^2$	Sangat tidak nyaman
6.	$a > 2 \text{ m/s}^2$	Amat sangat tidak nyaman

Selain standar kenyamanan, getaran yang dialami pengemudi juga dianalisa terkait masalah kelelahan dan penurunan kinerjanya dengan menggunakan standar internasional ISO 2361, 1974. Standar ini berlaku untuk kendaraan transportasi dan kendaraan industry. Berikut ditampilkan gambar 2.16 terkait kelelahan dan penurunan kinerja pengemudi akibat getaran vertikal.



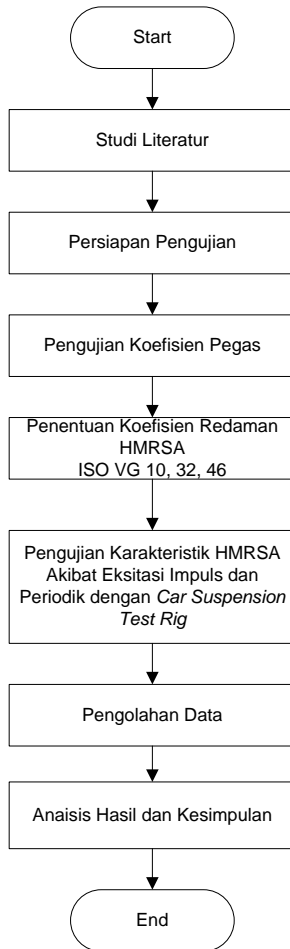
Gambar 2.21 Batas kelelahan dan penurunan kinerja pengemudi akibat getaran vertikal

halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Penelitian

Tahapan penelitian HMRSA dapat dilihat pada diagram alir berikut:

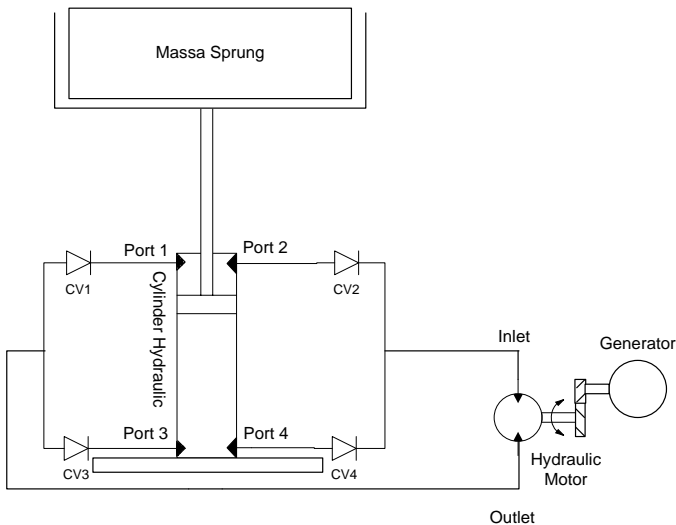


Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

3.2 Studi Literatur

Sebelum melakukan pengujian, hal yang terlebih dahulu dilakukan adalah mengumpulkan referensi baik itu dari jurnal, buku, artikel dan koleksitesis/tugas akhir yang berkaitan dengan tema penelitian. Studi literatur ini tidak hanya menyangkut landasan teori tetapi juga terkait dengan metode dan proses pengambilan data.

3.3 Mekanisme HM RSA

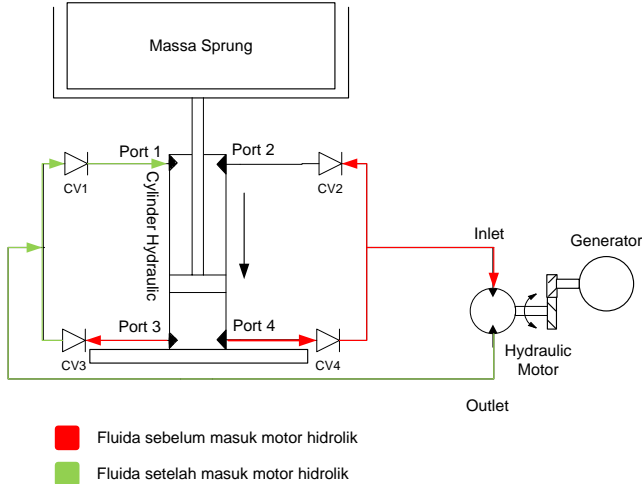


Gambar 3.2 Mekanisme HM RSA

HM RSA adalah *regenerative shock absorber* dimana gerak translasi dari batang piston dimanfaatkan untuk menghasilkan energi listrik. Pada saat batang piston bergerak naik atau turun, fluida didalam silinder akan mengalir melalui port yang terdapat pada silinder. Fluida kemudian masuk kedalam motor hidrolis melalui selang. Aliran fluida akan membuat motor hidrolis berputar. Mekanisme *check valve* yang dipasang pada selang membuat putaran motor menjadi searah ketika batang piston bergerak naik maupun turun. Putaran dari motor ditransmisikan

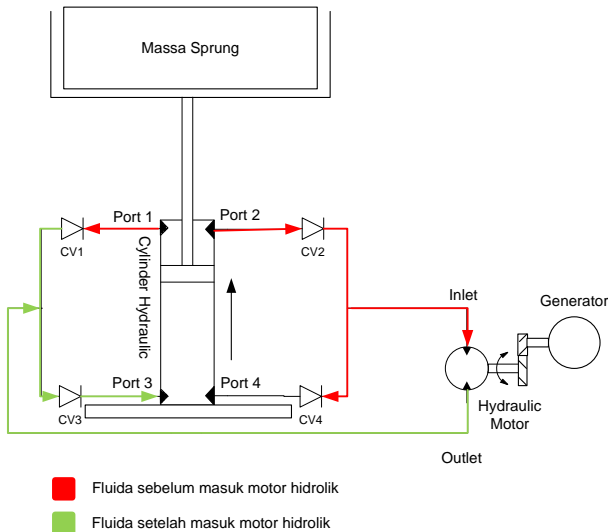
ke generator dengan mekanisme roda gigi. Putaran generator inilah yang kemudian menghasilkan energi listrik.

3.3.1 Prinsip Kerja HMRSA



Gambar 3.3 Aliran fluida saat batang piston bergerak kebawah

Pada saat batang piston bergerak kebawah, fluida pada silinder hidrolik keluar melalui port 3 dan 4 menuju *check valve* CV3 dan CV4. Aliran fluida tidak bisa melewati CV3 karena berlawanan arah sehingga fluida akan mengalir melalui CV4 kemudian masuk ke inlet motor hidrolik. Sebagian fluida mengalir ke CV2 akan tetapi tertahan karena arah aliran fluida berlawanan dengan arah CV2. Aliran fluida yang masuk ke motor hidrolik membuat motor berputar dan putaran tersebut diteruskan ke generator melalui mekanisme roda gigi. Aliran fluida yang keluar dari motor hidrolik menuju ke CV1 dan CV3. Aliran fluida tidak dapat mengalir melalui CV3 meskipun arah aliran fluida searah dengan arah CV3 karena tertahan oleh fluida yang tekanannya lebih besar yang berasal dari port 3 silinder hidrolik. Fluida akan mengalir ke CV1 menuju port 1 silinder hidrolik.



Gambar 3.4 Aliran fluida saat batang piston bergerak keatas

Pada saat batang piston bergerak keatas, fluida pada silinder hidrolik keluar melalui port 1 dan 2 menuju *check valve* CV1 dan CV2. Aliran fluida tidak bisa melewati CV1 karena berlawanan arah sehingga fluida akan mengalir melalui CV2 kemudian masuk ke inlet motor hidrolik. Sebagian fluida mengalir ke CV4 akan tetapi tertahan karena arah aliran fluida berlawanan dengan arah CV4. Aliran fluida yang masuk ke motor hidrolik membuat motor berputar dan putaran tersebut diteruskan ke generator melalui mekanisme roda gigi. Aliran fluida yang keluar dari motor hidrolik menuju ke CV1 dan CV3. Aliran fluida tidak dapat mengalir melalui CV1 meskipun arah aliran fluida searah dengan arah CV1 karena tertahan oleh fluida yang tekanannya lebih besar yang berasal dari port 1 silinder hidrolik. Fluida akan mengalir ke CV1 menuju port 3 silinder hidrolik.

3.3.2 Perhitungan Teoritis pada HMRSA

Parameter yang ada pada HMRSA:

- Massa $\frac{1}{4}$ kendaraan (m) = 215 kg
- Percepatan gravitasi (g) = 9,81

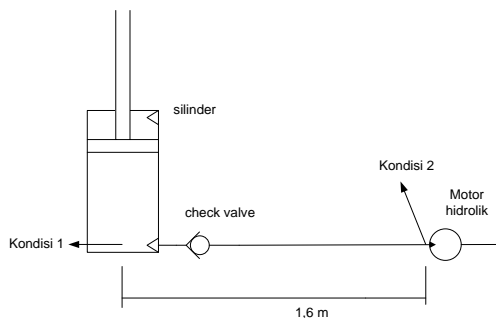
- Diameter silinder hidrolik (D_1) = 30 mm \longrightarrow 0,03 m
- Diameter pipa (D_2) = 3/8" \longrightarrow 0,009525 m
- Panjang pipa (L) = 1,6 m
- Amplitudo (x) = 2 cm \longrightarrow 0,02 m
- Properties fluida

Jenis fluida	Viskositas kinematik (m^2/s)	Massa jenis fluida (kg/m^3)
ISO VG 10	0,000010	860
ISO VG 32	0,000032	870
ISO VG 46	0,000046	875

- Waktu $\frac{1}{2}$ gelombang

Frekuensi (Hz)	Waktu $\frac{1}{2}$ gelombang (s)
1,3	0,385
1,5	0,333
1,7	0,294

- Geometric displacement motor hidrolik (d) = $8,2 \text{ cm}^2/\text{rev}$
 $= 8,2 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$



Gambar 3.5 Skema HMRS untuk perhitungan fluida

Menghitung luas permukaan silinder hidrolik (A_1):

$$A_1 = \frac{\pi}{4} D_1^2 = \frac{\pi}{4} 0,03^2 = 7,069 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Menghitung luas permukaan pipa (A_2):

$$A_2 = \frac{\pi}{4} D_2^2 = \frac{\pi}{4} 0,009525^2 = 7,126 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Menghitung kecepatan di kondisi 1:

$$V_1 = \frac{x}{t} = \frac{0,02}{0,385} = 0,052 \text{ m/s}$$

Menghitung kecepatan di kondisi 2:

$$Q_1 = Q_2$$

$$A_1 V_1 = A_2 V_2$$

Maka,

$$V_2 = \frac{A_1 V_1}{A_2} = \frac{(7,069 \times 10^{-4} \text{ m}^2)(0,052 \frac{\text{m}}{\text{s}})}{7,126 \times 10^{-5} \text{ m}^2} = 0,516 \text{ m/s}$$

Mencari nilai *Reynold number* (Re):

$$Re = \frac{V_2 D_2}{\nu} = \frac{(0,516 \frac{\text{m}}{\text{s}})(0,009525 \text{ m})}{0,00001 \text{ m}^2/\text{s}} = 491,49$$

($Re < 2300$, aliran tergolong laminar)

Menentukan nilai *friction factor* (f):

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{491,49} = 0,1302$$

Menghitung *head loss mayor* (h_l):

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} = 0,1302 \frac{1,6 \text{ m}}{0,009525 \text{ m}} \frac{(0,516 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$h_l = 2,9116 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

Menghitung *head loss minor* (h_{lm}):

Head loss minor yang terjadi pada mekanisme ini antara lain *head loss minor* yang disebabkan karena aliran fluida dari silinder memasuki selang (entrance), aliran fluida melewati *check valve* dan saluran T (*tee*).

Jenis <i>head loss minor</i>	Jumlah	Le/D
<i>Check valve</i>	1	600
<i>Standard tee</i>	1	60
Total		660

$$h_{lm} = k \frac{V_2^2}{2} + f \frac{Le}{D} \frac{V_2^2}{2}$$

$$h_{lm} = 0,5 \frac{(0,516 \text{ m/s})^2}{2} + (0,1302)(660) \frac{(0,516 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$h_{lm} = 11,5065 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

Menghitung *head loss total*:

$$h_t = h_l + h_{lm}$$

$$h_t = 33,5 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

Mencari beda tekanan dengan menggunakan persamaan Bernauli:

$$\frac{p_1}{\rho} + \alpha \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \alpha \frac{v_2^2}{2} + gh_2 + h_t$$

Diasumsikan tidak ada perbedaan ketinggian antara kondisi 1 dan 2, maka persamaannya menjadi:

$$p_1 - p_2 = \rho \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + h_t \right)$$

$$p_1 - p_2 = 860 \text{ kg/m}^3 \left(\frac{(0,516 \text{ m/s})^2 - (0,052 \text{ m/s})^2}{2} + 33,5 \text{ m}^2/\text{s}^2 \right)$$

$$p_1 - p_2 = 28923,33 \text{ N/m}^2$$

Mencari tekanan pada kondisi 1:

$$F_d = W = m \cdot g = (215 \text{ kg})(9,81 \text{ m/s}^2) = 2109,15 \text{ N}$$

$$p_1 = \frac{F_d}{A_1} = \frac{2109,15 \text{ N}}{7,069 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 2983661,055 \text{ N/m}^2$$

Mencari tekanan pada kondisi 2:

$$p_1 - p_2 = 28923,33 \text{ N/m}^2$$

$$p_2 = p_1 - 28923,33 \text{ N/m}^2 = 2983661,055 \text{ N/m}^2 - 28923,33 \text{ N/m}^2$$

$$p_2 = 2954737,725 \text{ N/m}^2$$

Menghitung torsi motor hidrolik (T_{mh}):

$$T_{mh} = \frac{p_2 d}{2\pi} = \frac{\left(2860063,755 \frac{N}{m^2}\right)(8,2 \times 10^{-6} m^3/rev)}{2\pi} = 3,733 \text{ Nm}$$

Menghitung *flowrate* (Q):

$$Q = V_2 \cdot A_2 = (0,516 \text{ m/s}) (7,126 \times 10^{-5} m^2) (60 \text{ s/min}) = 2,206 \times 10^{-3} m^3/min$$

Menghitung *shaft speed* motor hidrolik (n):

$$n = \frac{Q}{d} = \frac{2,206 \times 10^{-3} m^3/rev}{8,2 \times 10^{-6} m^3/rev} = 269,024 \text{ rpm}$$

Menghitung daya motor hidrolik (P_{mh}):

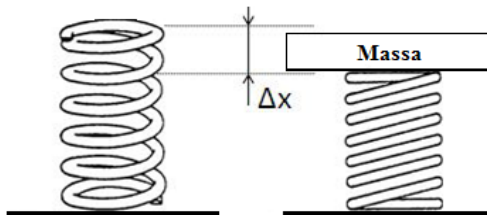
$$P_{mh} = T_{mh} \cdot n = (3,856 \text{ Nm}) (269,024 \text{ rpm} \cdot \frac{1}{60} \text{ min/s}) = 17,29 \text{ Nm/s} = 17,29 \text{ watt}$$

3.4 Persiapan Pengujian

Pada tahap persiapan pengujian ini dimulai dengan penyiapan alat uji, pemasangan *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber* (HM RSA) pada *suspension test rig*, dan terakhir *set up* alat uji sesuai jenis pengujian yang akan dilakukan.

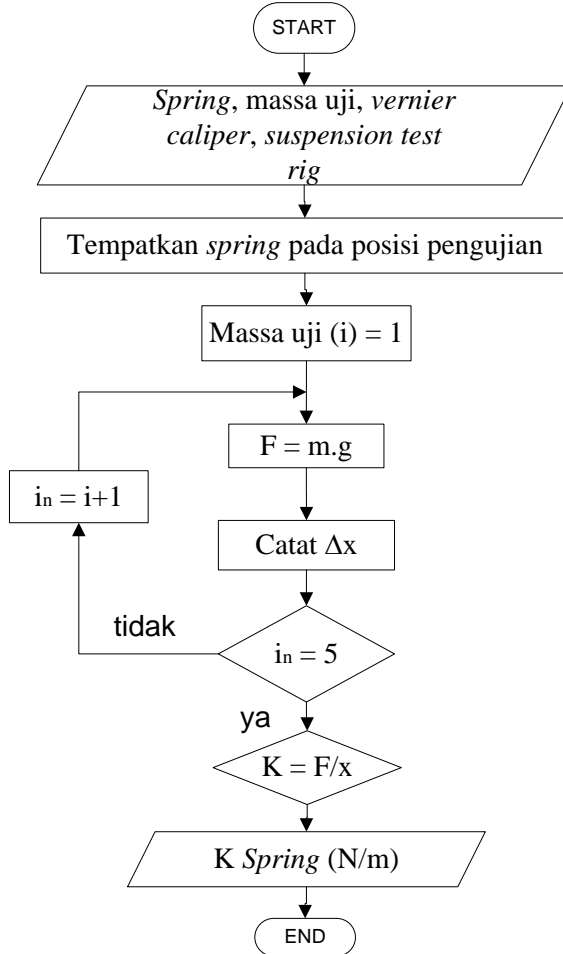
3.5 Pengujian Nilai Koefisien Pegas

Pengujian nilai koefisien pegas dilakukan dengan memberikan massa penekanan pada *spring* kemudian dicatat perubahan panjang pada *spring* (Δx). Dari data yang diperoleh akan dihitung nilai koefisien spring (k) sesuai dengan hukum Hooke, yaitu $F = k \cdot \Delta x$.



Gambar 3.6 Pengujian nilai koefisien pegas

Berikut adalah diagram alir pengujian koefisien pegas:

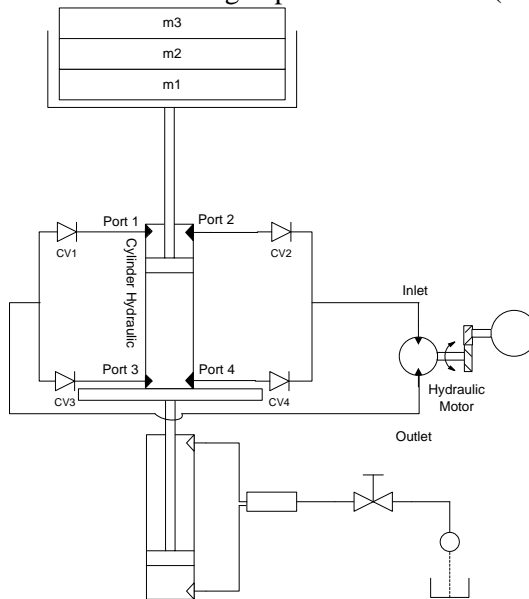


Gambar 3.7 Diagram alir pengujian koefisien pegas

Pada penelitian ini nilai koefisien pegas yang akan digunakan adalah nilai koefisien pegas yang digunakan pada penelitian sebelumnya dikarenakan pegas yang digunakan sama.

3.6 Pengujian Nilai Koefisien Redaman *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber*

Uji statis dengan metode pembebanan dilakukan untuk mengetahui nilai koefisien redaman HM RSA. Pada HM RSA ada beberapa nilai koefisien redaman yang dapat diperoleh: koefisien redaman hidrolik, elektrik, dan terakhir nilai koefisien redaman seluruh sistem HM RSA dengan pembebanan accu (terisi 50%).



Gambar 3.8 Skema Uji Statis

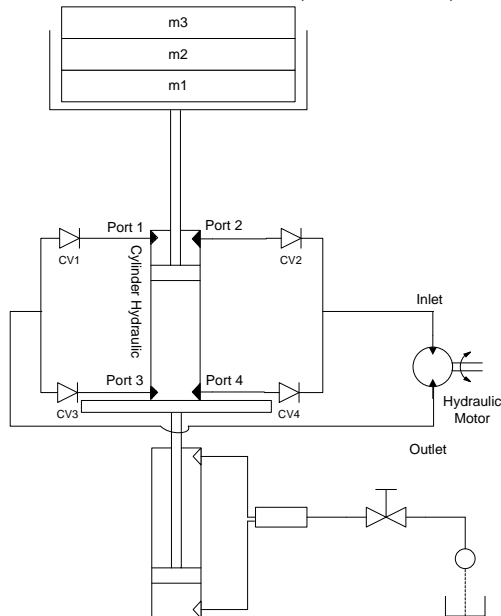
Proses pengujian dilakukan dengan memasang HM RSA pada *suspension test rig* seperti gambar diatas. *Hydraulic actuator* diposisikan pada TMA (titik mati atas) dan catat jarak langkah (stroke) *hydraulic actuator* sebelum mencapai TMB (titik mati bawah). Dengan melakukan variasi penambahan beban m_1 , m_2 , m_3 maka didapatkan kecepatan turun massa sprung.

Pengujian ini dilakukan untuk mengetahui distribusi redaman masing-masing sistem pada HMRSA, diantaranya

redaman hidrolik dan elektrik. Besarnya nilai redaman dari sistem diperlukan sebagai acuan dalam melihat karakteristik HM RSA.

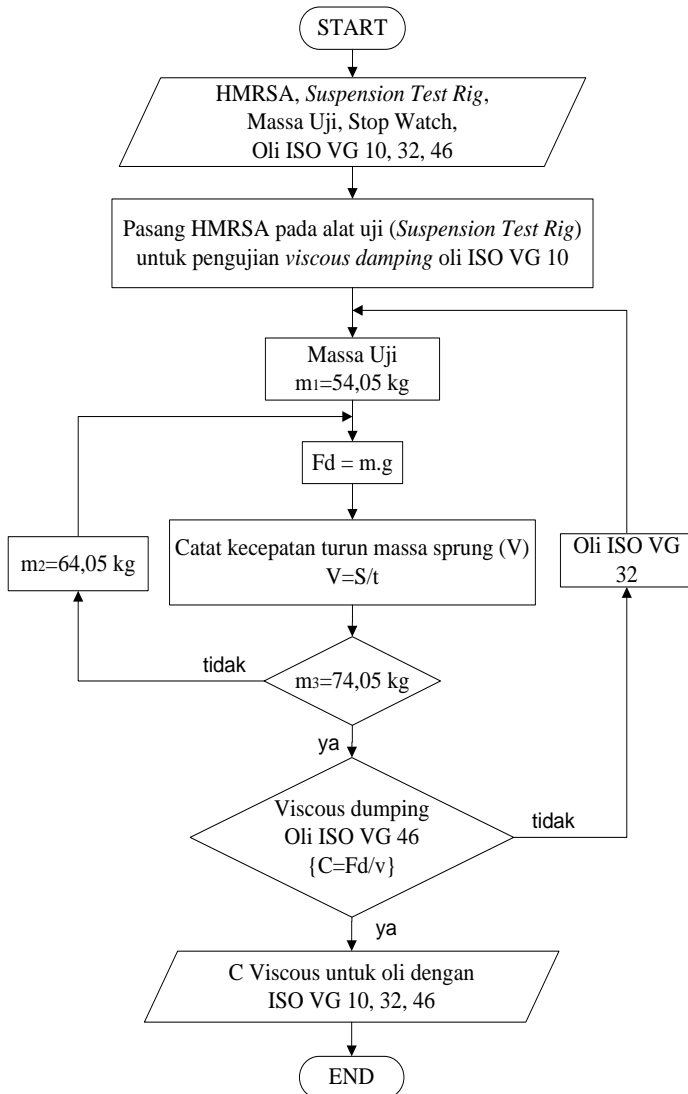
1. Mekanisme penentuan koefisien redaman *viscous damping*.

Nilai *viscous damping* diperoleh dengan memasang aktuator hidrolik pada *suspension test rig* sesuai gambar dibawah. Untuk pengujian *viscous damping* hanya menggunakan aktuator hidrolik dan motor hidrolik, sedangkan perangkat lain seperti mekanisme roda gigi dan generator dilepas sementara. Dalam proses pengujian dilakukan juga penggantian oli tabung hidrolik dengan tingkat kekentalan ISO VG 10, ISO VG 32, ISO VG 46.



Gambar 3.9 Skema pengujian redaman *viscous damping*

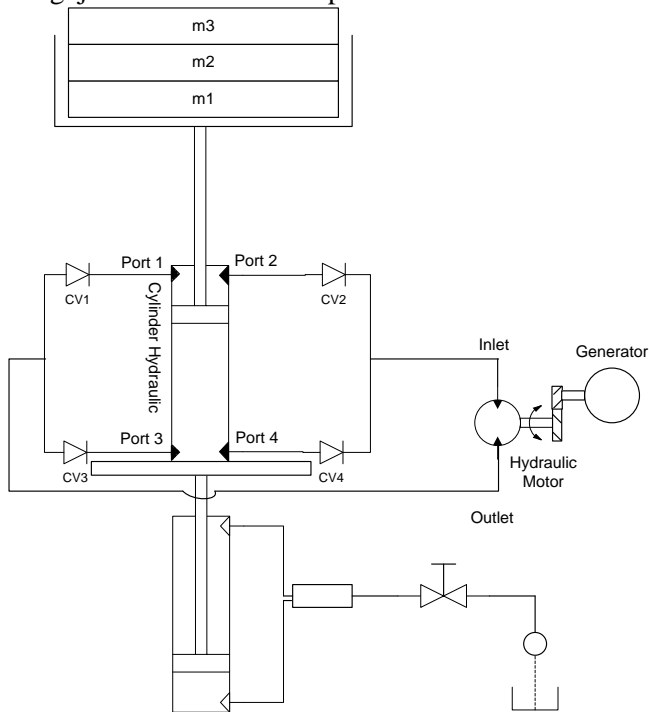
Pada diagram alir berikut dapat dilihat penentuan koefisien redaman *viscous damping*:



Gambar 3.10 Diagram alir penentuan koefisien redaman *viscous damping*

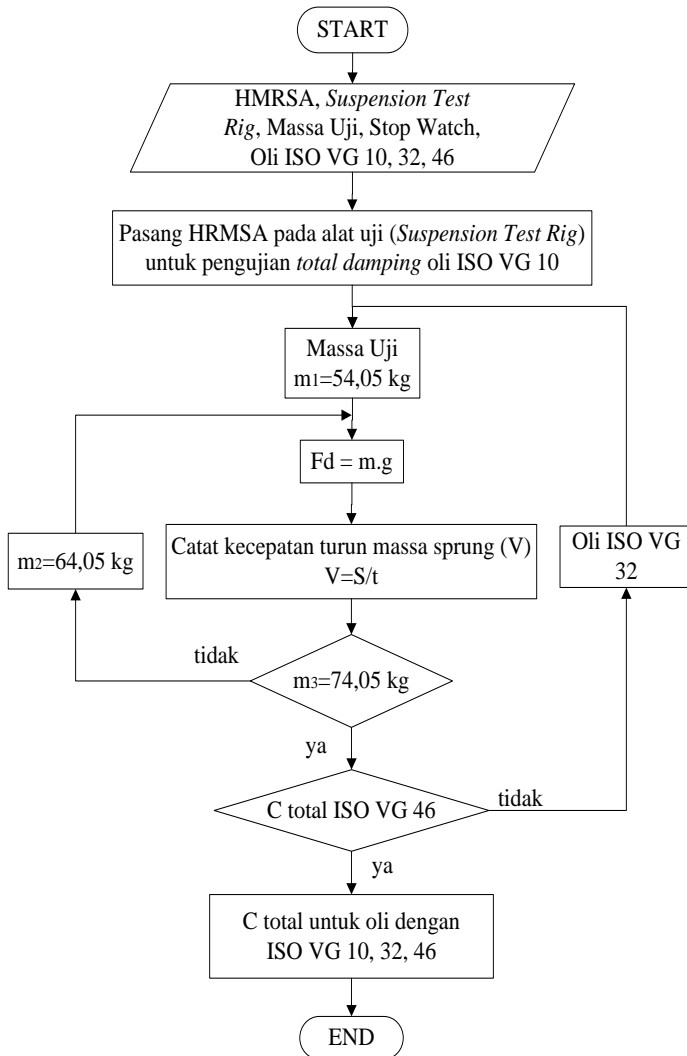
2. Mekanisme penentuan koefisien redaman HMRSA tanpa pembebanan.

Nilai gaya redaman pada HMRSA (c total) didapat dengan memasang mekanisme generator pada system. Pengujian ini dilakukan tanpa menambahkan beban *accu*.



Gambar 3.11 Skema pengujian redaman HMRSA tanpa pembebanan

Berikut diagram alir penentuan koefisien redaman HMRSA tanpa pembebanan.

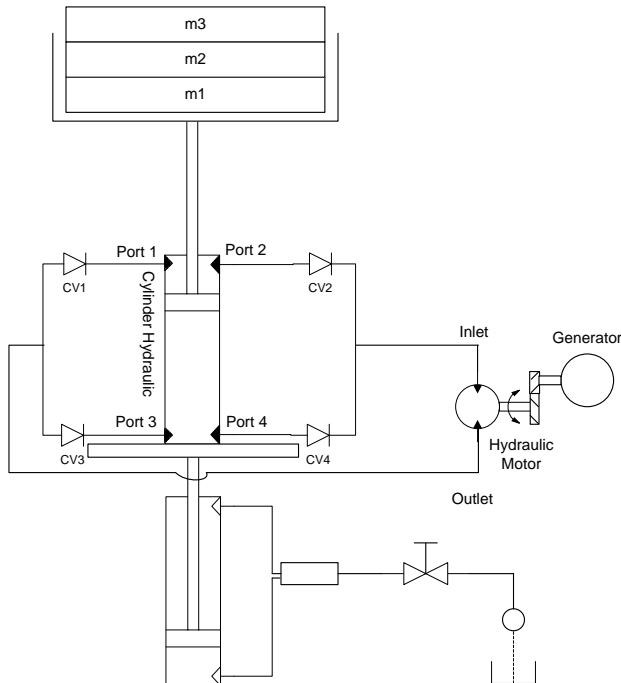


Gambar 3.12 Diagram alir penentuan koefisien redaman HRMSA.

3. Mekanisme penentuan koefisien redaman HMRSA dengan pembebanan.

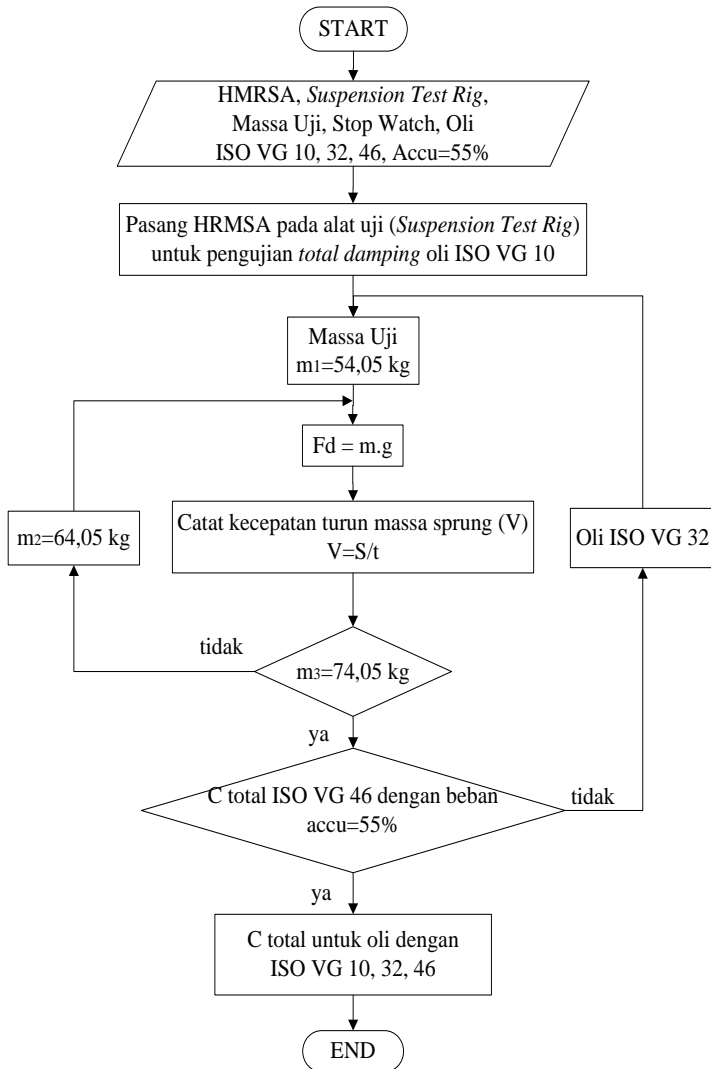
Beban yang digunakan adalah accu yang terisi 50%. Nilai koefisien redaman dengan pembebanan accu ini diperoleh dengan memasang accu pada sistem yang sudah dirakit sebelumnya (hydraulic system, mechanical system dan electrical system).

Pemasangan lebih detail dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 3.13 Skema pengujian koefisien redaman HMRSA dengan pembebanan *accu*

Berikut diagram alir penentuan koefisien redaman HMRSA dengan pembebanan *accu*.



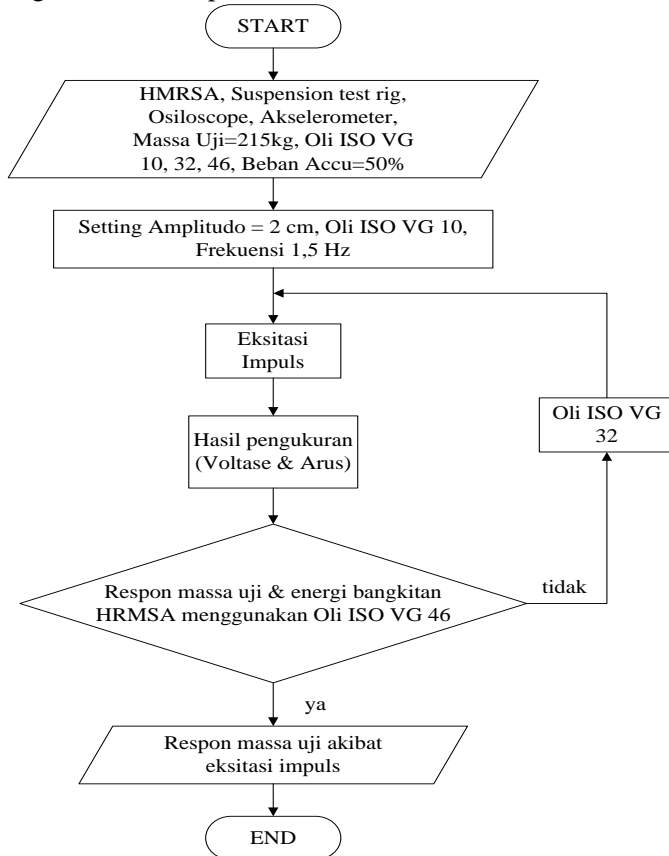
Gambar 3.14 Diagram alir penentuan koefisien redaman HM RSA dengan pembebanan *accu*

3.7 Pengujian Karakteristik Dinamis HMRSA

Secara garis besar, karakteristik dari HMRSA dapat dilihat dari respon massa atas eksitasi yang diberikan dan energi yang dihasilkan. Pengujian karakteristik HMRSA dibagi menjadi 2 metode:

1. Respon Akibat Eksitasi Impuls

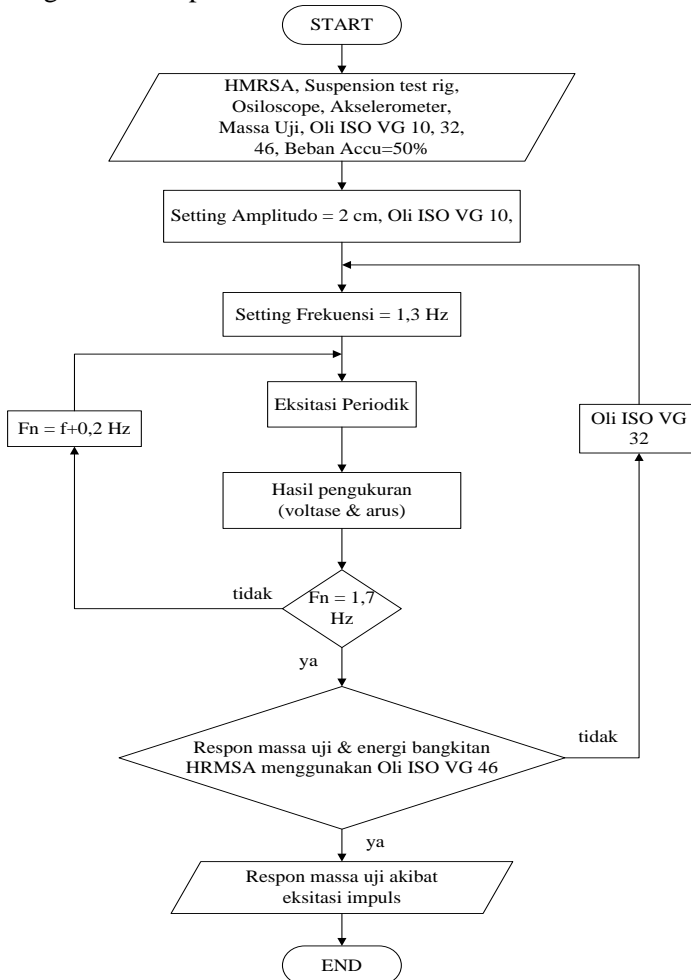
Berikut adalah diagram alir pengujian HMRSA dengan eksitasi impuls:



Gambar 3.15 Diagram alir pengujian HMRSA akibat eksitasi impuls

2. Respon Akibat Eksitasi Periodik

Berikut adalah diagram alir pengujian HMRSA dengan eksitasi periodik:



Gambar 3.16 Diagram alir pengujian HMRSA akibat eksitasi periodik

3.8 Pengolahan Data Pengujian

Data yang diperoleh dari hasil pengujian diolah sehingga hasil pengujian ditunjukkan dalam grafik gaya redaman fungsi kecepatan, energi yang dibangkitkan, dan grafik respon massa terhadap eksitasi yang diberikan.

3.9 Peralatan Yang Digunakan

3.9.1 Suspension Test Rig

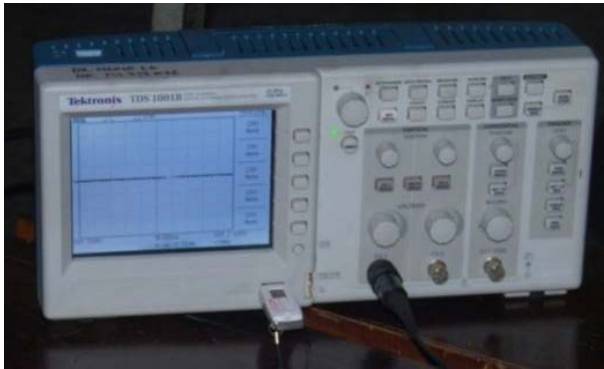
Suspension test rig digunakan untuk melakukan studi eksperimen karakteristik HM RSA, damping, dan spring. Suspension test rig tersebut dirancang dan didesain oleh mahasiswa ITS melalui project tugas akhir. Model pengujian dari alat ini adalah *quarter model*, dimana pada suspensi yang diuji merepresentasikan $\frac{1}{4}$ massa kendaraan.



Gambar 3.17 Suspension test rig

3.9.2 Oscilloscope

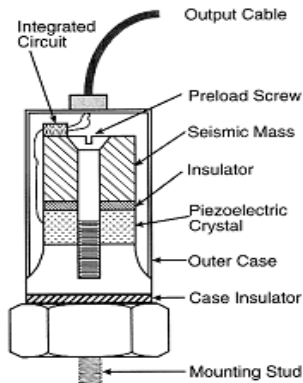
Oscilloscope adalah alat yang dapat menunjukkan grafik sinusoidal voltase bangkitan dari sebuah sistem yang telah dihubungkan sebelumnya. Alat ini dihubungkan dengan HM RSA untuk mengetahui dan mencatat voltase bangkitan dari alat tersebut.



Gambar 3.18 Oscilloscope

3.9.3 Akselerometer

Akselerometer adalah sebuah transduser yang berfungsi untuk mengukur percepatan, mendeteksi dan mengukur getaran, ataupun untuk mengukur percepatan akibat gravitasi bumi. Akselerometer juga dapat digunakan untuk mengukur getaran yang terjadi pada kendaraan, bangunan, mesin, dan juga bisa digunakan untuk mengukur getaran yang terjadi di dalam bumi, getaran mesin, jarak yang dinamis, dan kecepatan dengan ataupun tanpa pengaruh gravitasi bumi.



Gambar 3.19 Akselerometer

3.9.4 Vernier caliper

Vernier caliper adalah alat ukur yang ketelitiannya dapat mencapai seperseratus milimeter. Jangka sorong mempunyai dua rahang, yaitu rahang tetap dan rahang sorong. Pada rahang tetap terdapat skala utama dan pada rahang sorong terdapat skala nonius atau skala vernier. Skala nonius ini panjangnya 9 mm yang terbagi menjadi 10 skala dengan tingkat ketelitian 0,1 mm.

3.9.5 Stopwatch

Stopwatch adalah alat untuk mengukur waktu dalam satuan sekon. Pada penelitian ini stopwatch digunakan sebagai timer ketika HM RSA diberikan diberikan eksitasi selama waktu tertentu

3.9.6 Multimeter

Multimeter adalah alat pengukur listrik yang sering dikenal sebagai avo-meter (Ampere/Volt/Ohm meter) yang dapat mengukur tegangan (voltmeter), hambatan (ohm meter), maupun arus (amperemeter)

halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV

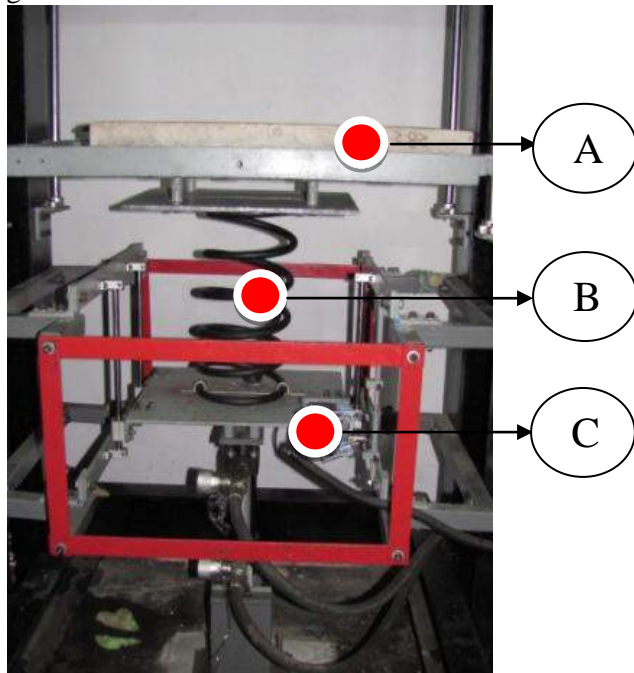
HASIL PENGUJIAN

4.1 Penentuan Koefisien Pegas

4.1.1 Prinsip Kerja

Untuk mengetahui nilai koefisien kekakuan pegas dilakukan proses pengujian dengan menggunakan pendekatan hukum Hooke. Dimana defleksi yang terjadi berbanding lurus dengan beban yang diterima pegas.

Dalam proses pengujian, pegas dipasang pada *test rig* untuk kemudian diberi beban secara bertahap kemudian dicatat defleksi yang terjadi. Pada gambar berikut dapat dilihat cara pemasangan pegas pada *test rig* dalam melakukan pengujian koefisien kekakuan pegas.



Gambar 4.1 (a). Variasi beban massa (b). Pegas (c). *Suspension test rig*

Proses pengambilan data dilakukan sebanyak 10 kali, dengan 10 kali beban ditambah seperti proses tertekan, dan 10 kali beban diambil, hal ini bertujuan untuk mengetahui histerisis dari nilai koefisien pegas saat pengujian dilakukan penekanan dan pengambilan satu per satu.

4.1.2 Perhitungan Koefisien Pegas

Pengujian ini dilakukan dengan menggunakan 10 beban yang bervariasi dan berikut adalah data hasil pengujian koefisien pegas.

Tabel 4.1 Data pengujian koefisien pegas

No.	Massa(kg)	W(N)	$\Delta W(N)$	X(m)	$\Delta X(m)$	K(N/m)
1	0.00	0.00	0.00	0.33	0	0
2	28.45	-279.09	-279.09	0.31	-0.02	13955
3	57.20	-561.13	-282.04	0.298	-0.032	17535
4	82.80	-812.27	-251.14	0.278	-0.052	15621
5	111.00	-1088.91	-276.64	0.265	-0.065	16752
6	139.20	-1365.55	-276.64	0.25	-0.08	17069
7	165.05	-1619.14	-253.59	0.237	-0.093	17410
8	191.70	-1880.58	-261.44	0.223	-0.107	17575
9	217.90	-2137.60	-257.02	0.21	-0.12	17813
10	245.20	-2405.41	-267.81	0.195	-0.135	17818
11	255.20	-2503.51	-98.10	0.19	-0.14	17882
12	255.20	2503.51	98.10	0.19	0.14	17882
13	245.20	2405.41	267.81	0.195	0.135	17818
14	217.90	2137.60	257.02	0.209	0.121	17666
15	191.70	1880.58	261.44	0.222	0.108	17413
16	165.05	1619.14	253.59	0.235	0.095	17044
17	139.20	1365.55	276.64	0.25	0.08	17069
18	111.00	1088.91	276.64	0.265	0.065	16752
19	82.80	812.27	251.14	0.278	0.052	15621
20	57.20	561.13	282.04	0.292	0.038	14767
21	28.45	279.09	279.09	0.305	0.025	11164
22	0.00	0.00	0.00	0.322	0.008	0
Rata-rata						16631

Penentuan nilai koefisien kekakuan pegas dilakukan dengan menggunakan persamaan hukum Hooke, dimana:

$$F = k \cdot \Delta X \quad \text{atau} \quad \Delta W = k \cdot \Delta X$$

Kita dapat mengetahui nilai konstanta kekakuan dari pegas dengan cara:

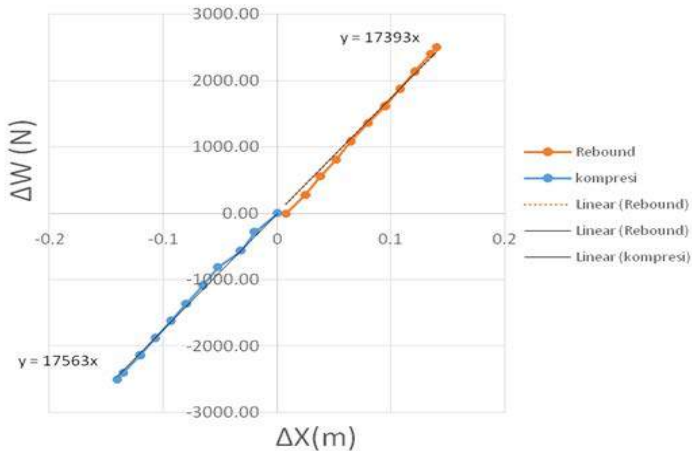
$$F = \Delta W \longrightarrow W_2 - W_1 = (28.45 \times 9.81) \text{ N} - 0 = 279.09 \text{ N}$$

$$\Delta X \longrightarrow X_2 - X_1 = [(0.33 - 0.31) / 1000] \text{ m} - 0 = 0.025 \text{ m}$$

Jadi,

$$k = \frac{\Delta W}{\Delta X} = \frac{279.09}{0.025} = 11164 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Pada grafik berikut dapat dilihat karakteristik perubahan beban (ΔW) terhadap perubahan panjang pegas (ΔX):

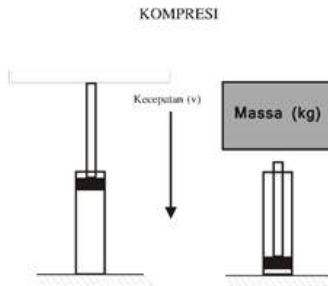


Gambar 4.2 Grafik pengujian koefisien pegas HM RSA

Dari grafik 4.2 diatas, dapat kita lihat bahwa pertambahan beban (ΔX) berbanding lurus dengan defleksi yang terjadi pada pegas (ΔX). Ini terlihat dimana dengan beban sebesar 561.13 N diperoleh pertambahan defleksi sebesar 0.038 m, sedangkan pada beban sebesar 1880.58 N didapatkan perubahan panjang sebesar 0.108 m. Sehingga dapat kita simpulkan bahwa semakin besar beban yang diterima maka defleksi yang terjadi pada pegas semakin besar. Untuk nilai koefisien kekakuan pegas sebenarnya diperoleh dengan mencari rata-rata pegas saat *compression* dan *rebound* $(17563 + 17393)/2$ sehingga diperoleh nilai K sebesar 17478 N/m.

4.2 Penentuan Koefisien Redaman

Pengujian untuk mengetahui nilai redaman dilakukan dengan memberikan variasi pembebanan. Pada percobaan ini dilakukan 3 variasi pembebanan dengan 3 kali pengujian. Pada pengujian ini hanya dilakukan untuk mengetahui kecepatan turun absorber saat kompresi. Metode pembebanan pada percobaan tersebut dapat dilihat pada gambar 4.3 dibawah ini.



Gambar 4.3 Mekanisme Pengujian statis nilai redaman kompresi

Pada pengujian nilai redaman HM RSA dilakukan dengan penambahan beban *accu* (terisi 50%) dan tanpa pembebanan *accu*. Selain itu dilakukan pula variasi viskositas oli yang digunakan dalam sistem hidrolik sehingga diperoleh nilai viscous damping yang berbeda pada masing-masing oli. Berikut ditampilkan gambar 4.4 foto saat pengujian statis untuk mendapatkan nilai redaman dari HM RSA.



Gambar 4.4 Pengujian statis nilai redaman

Ada beberapa nilai redaman yang terdapat pada *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber* (HM RSA), diantaranya: (1) redaman yang disebabkan sistem hidrolik (*viscous damping*), (2) redaman total, (3) redaman total dengan pembebanan *accu*. Perhitungan dari nilai redaman tersebut dilakukan sebagai berikut. Contoh perhitungan mencari nilai redaman

1. Gaya

$$\begin{aligned} F &= m \cdot g \\ &= 54,05 \text{ kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2 \\ &= 530,231 \text{ N} \end{aligned}$$

2. Kecepatan eksitasi:

$$\begin{aligned} \text{Veks} &= \frac{\text{Stroke}}{\text{Time}} \\ &= \frac{0.16 \text{ m}}{1.1 \text{ sec}} = 0,145 \text{ m/s} \end{aligned}$$

3. Koefisien redaman:

$$\begin{aligned} C &= \frac{F}{\text{Veks}} \\ &= \frac{530,231 \text{ N}}{0.145 \text{ m/s}} = 3645,335 \text{ N.s/m} \end{aligned}$$

Perhitungan diatas digunakan untuk menghitung nilai redaman pada seluruh data yang didapatkan dari pengujian.

4.2.1 Koefisien *Viscous Damping*

Untuk pengujian *viscous damping* dilakukan 3 proses. Ini dikarenakan pada penelitian ini dilakukan 3 variasi viskositas oli sehingga hasil menunjukkan 3 data berbeda masing-masingnya. Pengujian *viscous damping* dilakukan untuk mengetahui nilai koefisien redaman yang disebabkan motor hidrolik pada HM RSA. Selain berfungsi sebagai peredam, motor hidrolik juga berfungsi sebagai transfer gaya eksitasi yang diberikan aktuator untuk dilanjutkan ke mekanisme roda gigi dan setelahnya diteruskan ke sistem elektrik (generator). Berikut adalah tabel hasil pengujian gaya redaman *viscous damping* untuk masing-masing viskositas.

Tabel 4.2 Data hasil pengujian nilai *viscous damping* dengan viskositas oli ISO VG 10

No.	Massa (kg)	Waktu (s)	Stroke (m)	F (N)	V (m/s)	C (Ns/m)
	0	0	0	0	0	0
1	54,050	1,100	0,160	530,231	0,145	3645,335
2	54,050	1,080	0,160	530,231	0,148	3579,056
3	54,050	0,900	0,160	530,231	0,178	2982,547
	rata-rata				0,157	3402,312
4	64,050	0,700	0,160	628,331	0,229	2748,946
5	64,050	0,960	0,160	628,331	0,167	3769,983
6	64,050	0,700	0,160	628,331	0,229	2748,946
	rata-rata				0,208	3089,292
7	74,050	0,690	0,160	726,431	0,232	3132,732
8	74,050	0,560	0,160	726,431	0,286	2542,507
9	74,050	0,580	0,160	726,431	0,276	2633,311
	rata-rata				0,264	2769,516
rata-rata C						3087,040

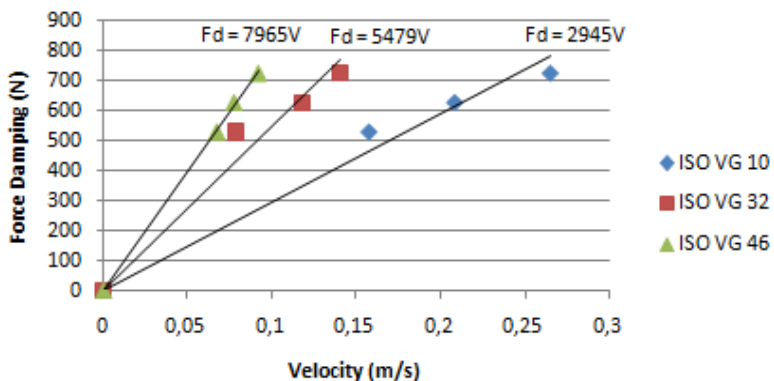
Tabel 4.3 Data hasil pengujian nilai *viscous damping* dengan viskositas oli ISO VG 32

No.	Massa (kg)	Waktu (s)	Stroke (m)	F (N)	V (m/s)	C (Ns/m)
	0	0	0	0	0	0
1	54,050	2,020	0,160	530,231	0,079	6694,160
2	54,050	2,030	0,160	530,231	0,079	6727,299
3	54,050	2,080	0,160	530,231	0,077	6892,997
	rata-rata				0,078	6771,485
4	64,050	1,300	0,160	628,331	0,123	5105,185
5	64,050	1,400	0,160	628,331	0,114	5497,892
6	64,050	1,380	0,160	628,331	0,116	5419,351
	rata-rata				0,118	5340,809
7	74,050	1,080	0,160	726,431	0,148	4903,406
8	74,050	1,220	0,160	726,431	0,131	5539,033
9	74,050	1,130	0,160	726,431	0,142	5130,415
	rata-rata				0,140	5190,951
rata-rata C						5767,749

Tabel 4.4 Data hasil pengujian nilai *viscous damping* dengan viskositas oli ISO VG 46

No.	Massa (kg)	Waktu (s)	Stroke (m)	F (N)	V (m/s)	C (Ns/m)
	0	0	0	0	0	0
1	54,050	2,600	0,160	530,231	0,062	8616,246
2	54,050	2,220	0,160	530,231	0,072	7356,948
3	54,050	2,350	0,160	530,231	0,068	7787,760
					0,067	7920,318
4	64,050	2,040	0,160	628,331	0,078	8011,214
5	64,050	2,140	0,160	628,331	0,075	8403,920
6	64,050	2,020	0,160	628,331	0,079	7932,673
					0,077	8115,936
7	74,050	1,830	0,160	726,431	0,087	8308,549
8	74,050	1,690	0,160	726,431	0,095	7672,922
9	74,050	1,710	0,160	726,431	0,094	7763,726
					0,092	7915,066
rata-rata C						7983,773

Dari tabel 4.2, 4.3 dan 4.4 dapat dibentuk grafik gaya redaman fungsi kecepatan, untuk mengetahui distribusi linier dari koefisien redaman *hydraulic (viscous damping)*. Berikut adalah grafik koefisien *viscous damping* untuk oli viskositas ISO VG 10, ISO VG 32 dan ISO VG 46.

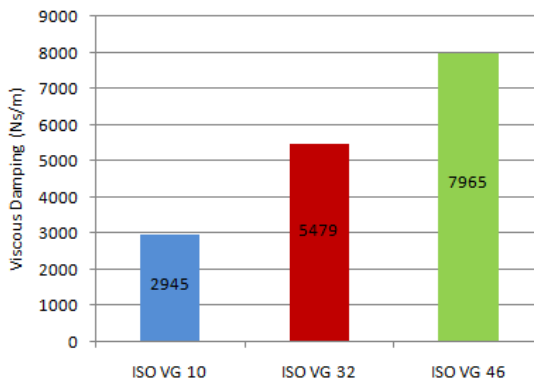


Gambar 4.5 Grafik gaya redaman fungsi kecepatan *viscous damping* HMRSA

Pada gambar 4.5 diatas menunjukkan hubungan antara gaya redaman (F_d) dengan kecepatan (V), dimana gaya redaman (F_d) berbanding lurus dengan kecepatan (V), yaitu semakin besar gaya yang diberikan maka semakin besar kecepatannya. Hal ini terbukti pada rumus $F_d = C.V$ dimana nilai c adalah gradien atau koefisien kemiringan garis linier grafik hasil pengujian nilai redaman.

Dari grafik diatas dapat diketahui semakin kental viskositas oli maka nilai koefisien redaman *hydraulic (viscous damping)* semakin besar. Berturut-turut nilai koefisien *viscous damping* dari viskositas oli terendah sampai tertinggi yaitu, ISO VG 10 memiliki nilai 2945 Ns/m, ISO VG 32 memiliki nilai 5479 Ns/m dan yang terakhir ISO VG 46 memiliki nilai 7965 Ns/m.

Perbedaan nilai *viscous damping* masing-masing jenis oli dapat dilihat pada diagram batang berikut:



Gambar 4.6 Diagram batang *viscous damping* berdasarkan viskositas oli

4.2.2 Koefisien Redaman HM RSA (*viscous + friction + electric damping*)

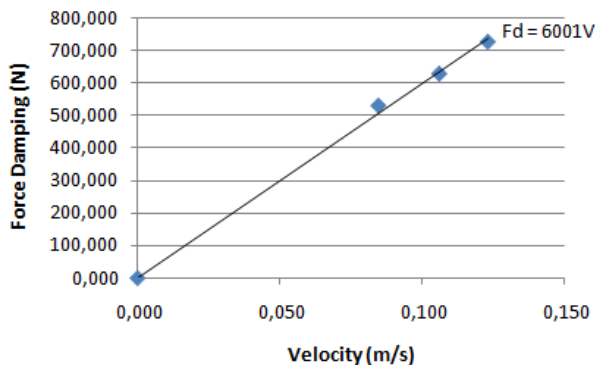
Pada pengujian ini dilakukan untuk mengetahui besar kontribusi nilai koefisien redaman dari komponen *hydraulic, mechanic* dan generator pada HM RSA. Penggunaan oli dengan viskositas berbeda tidak berpengaruh pada nilai *friction+electrical damping*. Dalam pengujian ini hanya

dilakukan pada satu jenis oli saja yaitu oli ISO VG 10. Berikut ini adalah tabel hasil pengujian gaya redaman HMRSA (*total damping*) untuk viskositas oli ISO VG 10.

Tabel 4.5 Data hasil pengujian nilai redaman HMRSA dengan viskositas oli ISO VG 10

No.	Massa (kg)	Waktu (s)	Stroke (m)	Fd (N)	V (m/s)	C (Ns/m)
	0	0	0	0	0	0
1	54,050	2,320	0,160	530,231	0,069	7688,342
2	54,050	1,660	0,160	530,231	0,096	5501,141
3	54,050	1,820	0,160	530,231	0,088	6031,372
	rata-rata				0,084	6406,952
4	64,050	1,500	0,160	628,331	0,107	5890,598
5	64,050	1,480	0,160	628,331	0,108	5812,057
6	64,050	1,560	0,160	628,331	0,103	6126,222
	rata-rata				0,106	5942,959
7	74,050	1,300	0,160	726,431	0,123	5902,248
8	74,050	1,340	0,160	726,431	0,119	6083,855
9	74,050	1,270	0,160	726,431	0,126	5766,042
	rata-rata				0,123	5917,382
	rata-rata C					6089,098

Dari hasil perhitungan pada tabel 4.5 dituangkan kedalam bentuk grafik gaya redaman fungsi kecepatan, untuk mengetahui distribusi linier dari koefisien redaman HMRSA (*viscous+friction+electric damping*). Berikut adalah grafiknya:



Gambar 4.7 Grafik gaya redaman fungsi kecepatan HMRSA (*viscous+friction+electric damping*) menggunakan oli ISO VG 10

Pada gambar 4.7 diatas menunjukkan hubungan antara gaya redaman (F_d) dengan kecepatan (V), dimana gaya redaman (F_d) berbanding lurus dengan kecepatan (V), yaitu semakin besar gaya yang diberikan maka semakin besar kecepatannya. Berdasarkan pada persamaan $F_d = C.V$, $f_s = \mu_k.N$ dan $T_e = 2BLIRN$ dengan nilai F ialah massa dikalikan gravitasi. Penambahan μ_k dan T_e mempengaruhi nilai redaman dari sistem. Nilai redaman total lebih besar dibandingkan dengan nilai redaman *viscous* dikarenakan adanya pengaruh dari μ_k dan T_e . Dari grafik diatas didapatkan nilai koefisien redaman HMRSA (*viscous+friction+electric damping*) untuk viskositas oli ISO VG 10 yaitu sebesar 6001 Ns/m.

4.2.3 Distribusi Koefisien Redaman HMRSA

Dari perhitungan nilai redaman HMRSA tanpa pembebanan *accu* dapat diketahui masing-masing nilai redaman pada komponen HMRSA, yaitu pada komponen hidrolis (*viscous damping*) dan gabungan antara komponen *gear transmission* + komponen generator (*friction + electrical damping*). Perhitungan nilai redaman dari setiap komponen tersebut dapat dicari dengan perhitungan sebagai berikut:

$$C_{fe} = C_{total} - C_v$$

Dimana: C_v : *viscous damping*

Nilai C_{total} dan C_v diperoleh dari data hasil pengujian. Dari perhitungan nilai redaman pada komponen tersebut dapat digambarkan distribusi nilai redaman pada tabel dibawah ini.

Tabel 4.6 Perhitungan distribusi nilai redaman komponen HMRSA tanpa pembebanan *accu* dengan viskositas oli ISO VG 10

Nilai Redaman Komponen HMRSA	C kompresi (Ns/m)
<i>viscous damping</i>	2945
<i>friction damping + electrical damping</i>	3056
<i>Total damping coefficient no load</i>	6001

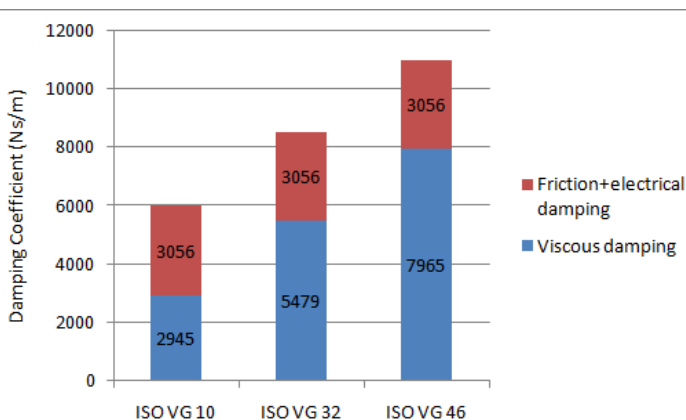
Tabel 4.7 Perhitungan distribusi nilai redaman komponen HM RSA tanpa pembebanan *accu* dengan viskositas oli ISO VG 32

Nilai Redaman Komponen HM RSA	C kompresi (Ns/m)
<i>viscous damping</i>	5479
<i>friction damping + electrical damping</i>	3056
<i>Total damping coefficient no load</i>	8535

Tabel 4.8 Perhitungan distribusi nilai redaman komponen HM RSA tanpa pembebanan *accu* dengan viskositas oli ISO VG 46

Nilai Redaman Komponen HM RSA	C kompresi (Ns/m)
<i>viscous damping</i>	7965
<i>friction damping + electrical damping</i>	3056
<i>Total damping coefficient no load</i>	11021

Dari tabel 4.6, 4.7 dan 4.8 diatas dibentuklah diagram batang redaman seperti terlihat pada gambar 4.8 dibawah ini.



Gambar 4.8 Diagram batang nilai redaman komponen HM RSA tanpa pembebanan *accu*

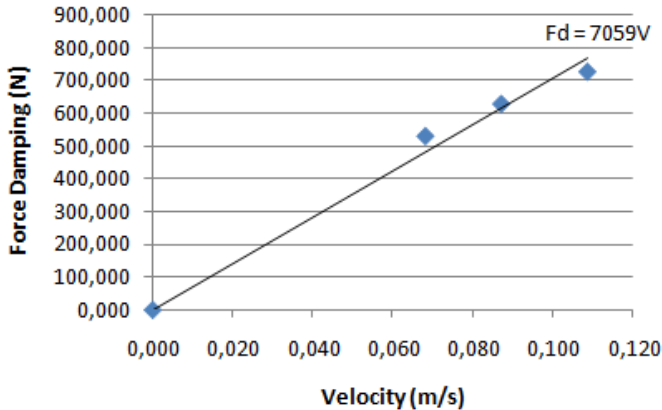
4.2.4 Koefisien Redaman HM RSA (*viscous + friction + electric damping*) dengan Pembebanan *Accu* (Terisi 50%).

Pada pengujian ini dilakukan untuk mengetahui besar kontribusi nilai koefisien redaman HM RSA pada saat *accu* terisi 50%. Penggunaan oli dengan viskositas berbeda tidak berpengaruh pada nilai *friction+electrical damping*. Dalam pengujian ini hanya dilakukan pada satu jenis oli saja yaitu oli ISO VG 10. Berikut ini adalah tabel hasil pengujian gaya redaman HM RSA (*total damping*) untuk viskositas oli ISO VG 10.

Tabel 4.9 Data hasil pengujian nilai redaman HM RSA dengan pembebanan *accu* (terisi 50%) dengan viskositas oli ISO VG 10

No.	Massa (kg)	Waktu (s)	Stroke (m)	Fd (N)	V (m/s)	C (Ns/m)
	0	0	0	0	0	0
1	54,050	2,380	0,160	530,231	0,067	7887,179
2	54,050	2,320	0,160	530,231	0,069	7688,342
3	54,050	2,340	0,160	530,231	0,068	7754,621
	rata-rata				0,068	7776,714
4	64,050	1,860	0,160	628,331	0,086	7304,342
5	64,050	1,870	0,160	628,331	0,086	7343,613
6	64,050	1,780	0,160	628,331	0,090	6990,177
	rata-rata				0,087	7212,711
7	74,050	1,160	0,160	726,431	0,138	5266,621
8	74,050	1,700	0,160	726,431	0,094	7718,324
9	74,050	1,700	0,160	726,431	0,094	7718,324
	rata-rata				0,109	6901,090
	rata-rata C					7296,838

Dari hasil perhitungan pada tabel 4.9 dituangkan kedalam bentuk grafik gaya redaman fungsi kecepatan, untuk mengetahui distribusi linier dari koefisien redaman HM RSA (*viscous+friction+electric damping*) dengan pembebanan *accu*. Berikut adalah grafiknya:



Gambar 4.9 Grafik gaya redaman fungsi kecepatan HM RSA (*viscous+friction+electric damping*) dengan pembebanan *accu* (terisi 50%) menggunakan oli ISO VG 10

Pada gambar 4.9 diatas menunjukkan hubungan antara gaya redaman (F_d) dengan kecepatan (V), dimana gaya redaman (F_d) berbanding lurus dengan kecepatan (V), yaitu semakin besar gaya yang diberikan maka semakin besar kecepatannya. Dari grafik diatas didapatkan nilai koefisien redaman HM RSA (*viscous+friction+electric damping*) dengan pembebanan *accu* untuk viskositas oli ISO VG 10 yaitu sebesar 7059 Ns/m. Nilai redaman total dengan pembebanan *accu* lebih besar dibandingkan dengan nilai redaman total tanpa pembebanan *accu* dikarenakan adanya pengaruh *accu* pada torsi elektrik generator. Didasarkan pada persamaan $T_e = 2BLIRN$, dimana T_e merupakan torsi elektrik. Semakin besar arus (I) semakin besar pula nilai torsi, yang mana diperlukan untuk memutar generator.

4.2.5 Distribusi Koefisien Redaman HM RSA dengan Pembebanan *Accu* (Terisi 50%)

Dari perhitungan nilai redaman pada komponen HM RSA dapat digambarkan distribusi nilai redaman pada tabel dibawah ini

Tabel 4.10 Perhitungan distribusi nilai redaman komponen HMRSA dengan pembebanan *accu* (terisi 50%) dengan viskositas oli ISO VG 10

Nilai Redaman Komponen HMRSA	C kompresi (Ns/m)
<i>viscous damping</i>	2945
<i>friction damping + electrical damping</i>	4114
<i>Total damping</i> dengan beban <i>accu</i>	7059

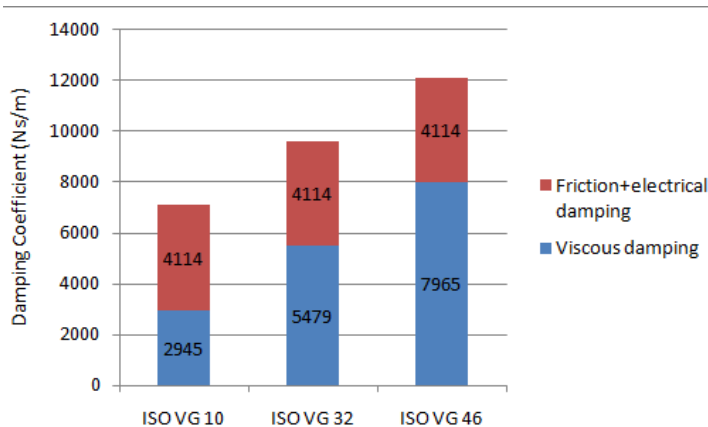
Tabel 4.11 Perhitungan distribusi nilai redaman komponen HMRSA dengan pembebanan *accu* (terisi 50%) dengan viskositas oli ISO VG 32

Nilai Redaman Komponen HMRSA	C kompresi (Ns/m)
<i>viscous damping</i>	5479
<i>friction damping + electrical damping</i>	4114
<i>Total damping</i> dengan beban <i>accu</i>	9593

Tabel 4.12 Perhitungan distribusi nilai redaman komponen HMRSA dengan pembebanan *accu* (terisi 50%) dengan viskositas oli ISO VG 46

Nilai Redaman Komponen HMRSA	C kompresi (Ns/m)
<i>viscous damping</i>	7965
<i>friction damping + electrical damping</i>	4114
<i>Total damping</i> dengan beban <i>accu</i>	12079

Dari tabel 4.10, 4.11 dan 4.12 diatas dibentuklah diagram batang redaman seperti terlihat pada gambar 4.10 dibawah ini.

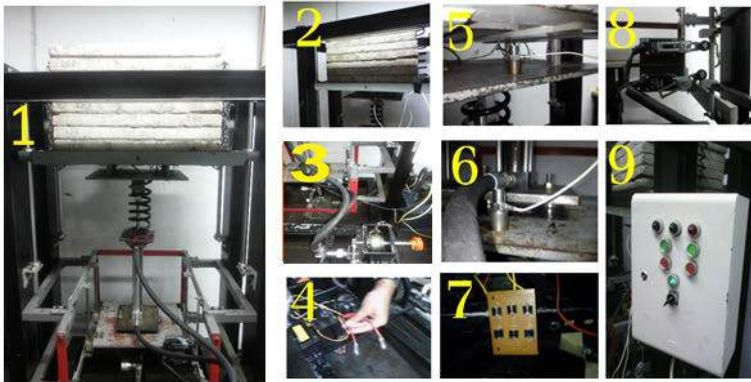


Gambar 4.10 Diagram batang nilai redaman komponen HMRSA dengan pembebanan *accu* (terisi 50%)

4.3 Pengujian Karakteristik Suspensi HMRSA

Pada tahap ini, pengujian dilakukan di lab desain Mesin ITS, tujuan dilakukan pengujian ini adalah untuk mendapatkan respon dinamis penggunaan HMRSA berupa percepatan *sprung mass* dan daya yang dihasilkan. Mekanisme pengujian yang digunakan adalah $\frac{1}{4}$ dari kendaraan mobil. Pada sistem kali ini massa beton digambarkan sebagai *sprung mass* yaitu massa pada kendaraan, sedangkan pada plat bawah (sumber eksitasi) digunakan sebagai base exciter. Pengujian mekanisme suspensi HMRSA diuji dengan suspension test rig yang berada di laboratorium vibrasi dan sistem dinamis,

Input pada pengujian respon massa berupa eksitasi harmonik dan impuls dengan variasi frekuensi eksitasi yaitu 1,3 Hz, 1,5 Hz dan 1,7 Hz. Massa uji yang digunakan 215 kg (massa $\frac{1}{4}$ kendaraan perkotaan). Eksitasi yang digunakan pada pengujian ini berupa periodik dan Impuls dengan amplitude 2 cm. Pengujian dari HMRSA untuk eksitasi Periodik dan eksitasi impuls dilakukan dengan pembebanan *accu* (terisi 50%). Pengujian dinamis dari mekanisme suspensi HMRSA dapat dilihat pada gambar 4.11 di bawah ini.



Gambar 4.11 Mekanisme suspensi HMRSA

Keterangan gambar 4.11:

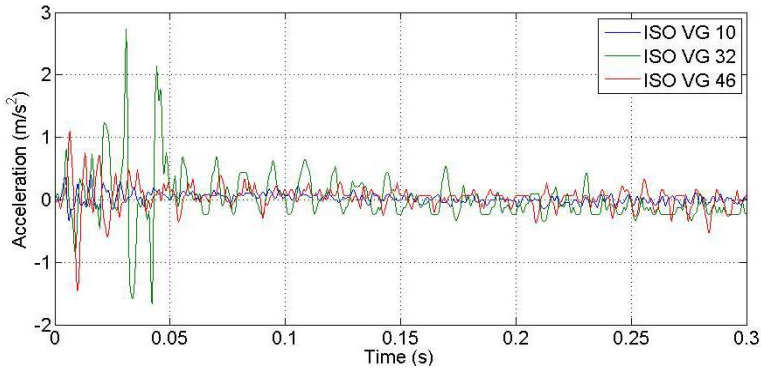
1. Pemasangan HMRSA pada suspension test rig.
2. Massa pengujian (215 kg)
3. Motor hidrolik, gear transmisi dan generator HMRSA
4. Pemasangan accu sebagai beban
5. Accelerometer sensor pada sprung mass
6. Accelerometer pada base exciter
7. Rectifier (rangkainan penyearah AC ke DC)
8. Limit switch (pengatur amplitudo eksitasi)
9. Panel kontrol.

Langkah pengujian dinamis pada *suspension test rig*, diawali dengan memasang RSA pada *test rig* kemudian meletakkan beton pada holder. Setelah RSA terpasang dengan baik kemudian mengatur *limit switch* untuk menentukan amplitudo eksitasi sebesar 2 cm. Pada pengujian dinamis mekanisme suspensi RSA dilakukan pada frekuensi 1,3 Hz; 1,5 Hz dan 1,7 Hz yaitu dengan mengatur valve pengontrol (DCV) pada *power pack* dari *suspension test rig*.

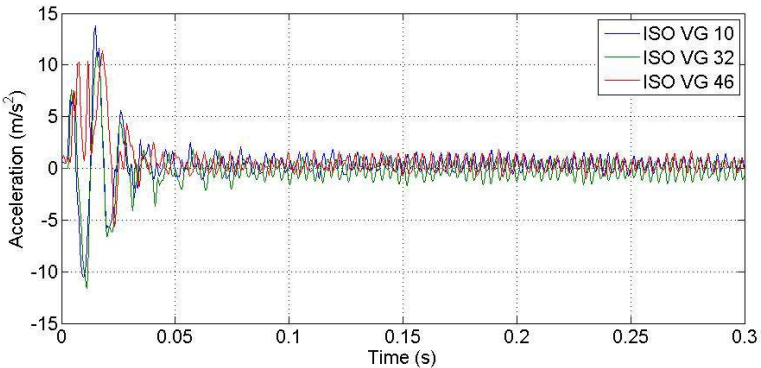
4.3.1 Pengujian Karakteristik Suspensi HMRSA Akibat Eksitasi Impuls dengan Beban Accu (Terisi 50%)

Pengujian karakteristik suspensi HMRSA akibat eksitasi impuls bertujuan untuk mengetahui respon massa secara transien.

Eksitasi impuls merupakan suatu gambaran profil jalan berupa bump. Pada pengujian ini diberikan input frekuensi eksitasi sebesar 1,5 Hz. Berikut adalah grafik respon massa hasil pengujian impuls.



Gambar 4.12 Grafik respon *sprung mass* pengujian impuls



Gambar 4.13 Grafik respon *unsprung mass* pengujian impuls

Dari hasil pengujian diatas diperoleh nilai peak percepatan HMRSA dengan penggunaan oli ISO VG 10, 32 dan 46 berturut-turut sebesar: $0,403 \text{ m/s}^2$, $2,727 \text{ m/s}^2$, dan $1,104 \text{ m/s}^2$. HMRSA yang menggunakan oli ISO VG 10 memiliki percepatan terendah dan HMRSA yang memiliki percepatan massa sprung tertinggi adalah yang menggunakan oli ISO VG 32. Hal ini tidak sesuai dengan teoritis dimana oli dengan nilai *kinetic viscosity* (η) yang

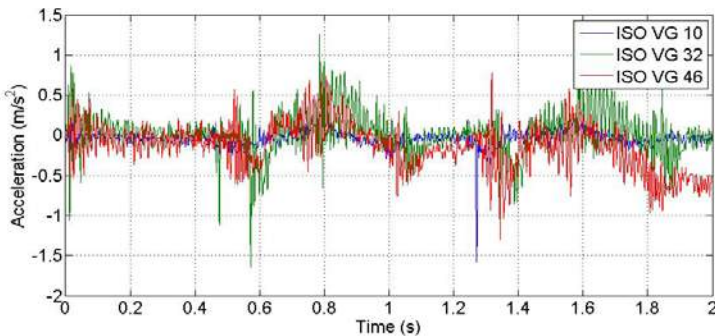
lebih besar seharusnya memiliki nilai percepatan yang lebih kecil dikarenakan oli dengan nilai *kinetic viscosity* (ν) yang lebih besar memiliki nilai redaman yang lebih besar pula.

Ada beberapa faktor yang dapat menyebabkan hal ini terjadi. Faktor yang paling dominan yaitu komponen hidrolis HMRSA (silinder, selang, motor hidrolis) tidak terisi penuh oleh oli yang disebabkan metode pengisian oli kurang baik atau karena adanya udara yang terjebak dalam komponen hidrolis saat proses pengisian oli. Pada pengujian HMRSA dengan oli ISO VG 10 dan jenis oli lainnya dijumpai perbedaan kondisi volume oli yang mengisi komponen hidrolis. Faktor penyebab lain yaitu kondisi dari *test rig* terutama pergerakan holder (penahan masa sprung) yang tidak halus pada saat pengujian dan accelero sensor yang dapat mengakibatkan *noise* yang berbeda-beda pada setiap pengujian.

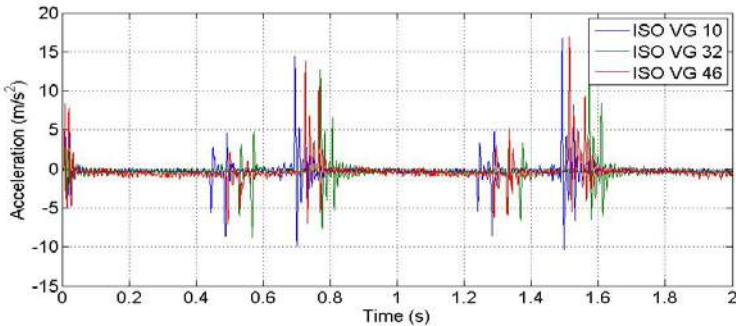
Ditinjau dari segi waktu untuk mencapai kondisi steady, HMRSA dengan oli ISO VG 10 memiliki waktu untuk steady paling cepat dengan 0.18 s, diikuti HMRSA dengan oli ISO VG 46 sebesar 0.2 s. Sistem yang paling lama menuju kondisi steady adalah HMRSA dengan oli ISO VG 32 sebesar 0.25 s.

4.3.2 Pengujian Karakteristik Suspensi HMRSA Akibat Eksitasi Periodik dengan Beban *Accu* (Terisi 50%)

a. Eksitasi Periodik dengan Frekuensi 1,3 Hz



Gambar 4.14 Grafik respon *sprung mass* eksitasi periodik 1,3 Hz dengan pembebanan *accu* (terisi 50%)

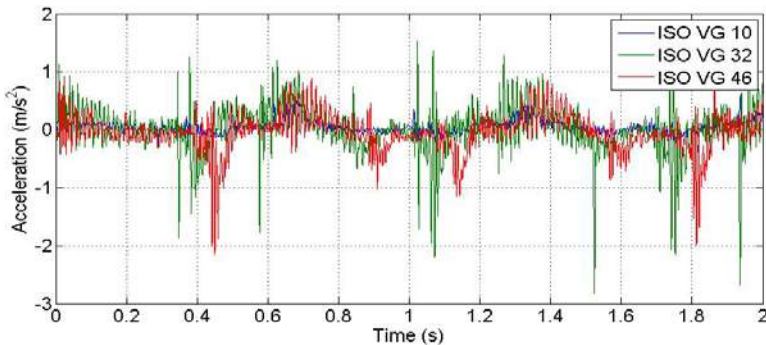


Gambar 4.15 Grafik respon *unsprung mass* eksitasi periodik 1,3 Hz dengan pembebanan *accu* (terisi 50%)

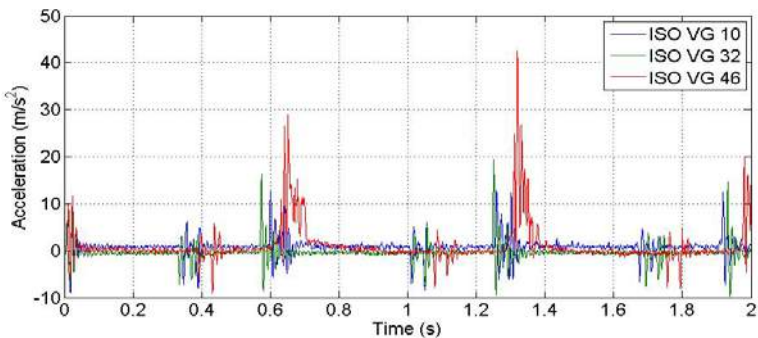
Dari gambar 4.14 dapat diketahui nilai rms percepatan HMRSA dengan oli ISO VG 10, 32 dan 46 berturut-turut sebesar 0.108 m/s^2 , 0.26 m/s^2 dan 0.316 m/s^2 . Nilai rms percepatan terendah dimiliki HMRSA dengan oli ISO VG 10 dan tertinggi pada oli ISO VG 46. Hal ini tidak sesuai dengan teoritis dimana oli dengan nilai *kinetic viscosity* (ν) yang lebih besar seharusnya memiliki nilai percepatan yang lebih kecil dikarenakan oli dengan nilai *kinetic viscosity* (ν) yang lebih besar memiliki nilai redaman yang lebih besar pula. Faktor penyebab terjadinya hal ini telah dijelaskan pada pembahasan grafik hasil pengujian eksitasi impuls.

Nilai rms percepatan tertinggi yang dihasilkan HMRSA dengan penggunaan oli ISO VG 46 masuk dalam kategori “sedikit tidak nyaman” dengan nilai percepatan ($0,315 \text{ m/s}^2 < a < 0,63 \text{ m/s}^2$). HMRSA dengan penggunaan oli ISO VG 10 dan ISO VG 32 masuk dalam kriteria “tidak ada keluhan” dimana nilai rms percepatannya ($a < 0,315 \text{ m/s}^2$). Menurut standar ISO kenyamanan penumpang bahwa nilai percepatan yang rendah ialah baik. Sehingga secara keseluruhan dapat disimpulkan pada frekuensi eksitasi 1,3 Hz HMRSA dengan penggunaan oli ISO VG 10 dan ISO VG 46 masih dalam standar kategori kenyamanan yang diizinkan dan penggunaan oli ISO VG 10 adalah yang paling baik segi kenyamanannya untuk frekuensi 1,3 Hz.

b. Eksitasi Periodik dengan Frekuensi 1,5 Hz



Gambar 4.16 Grafik respon *sprung mass* eksitasi periodik 1,5 Hz dengan pembebanan *accu* (terisi 50%)



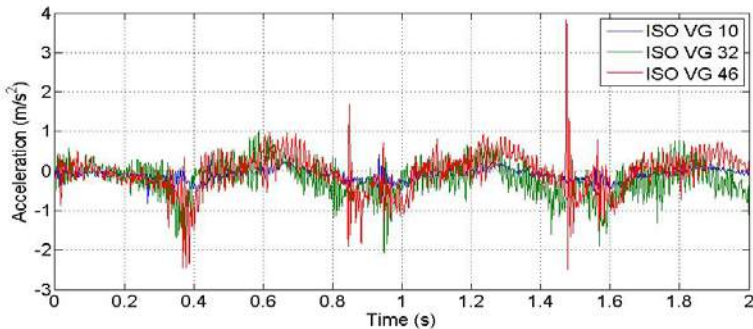
Gambar 4.17 Grafik respon *unsprung mass* eksitasi periodik 1,5 Hz dengan pembebanan *accu* (terisi 50%)

Dari gambar 4.16 dapat diketahui nilai rms percepatan HMRSA dengan oli ISO VG 10, 32 dan 46 berturut-turut sebesar 0.127 m/s^2 , 0.411 m/s^2 dan 0.338 m/s^2 . Nilai rms percepatan terendah dimiliki HMRSA dengan oli ISO VG 10 dan tertinggi pada oli ISO VG 32. Hal ini tidak sesuai dengan teoritis dimana oli dengan nilai *kinetic viscosity* (ν) yang lebih besar seharusnya memiliki nilai percepatan yang lebih kecil dikarenakan oli dengan nilai *kinetic viscosity* (ν) yang lebih besar memiliki nilai redaman yang lebih besar pula. Faktor penyebab terjadinya hal ini telah

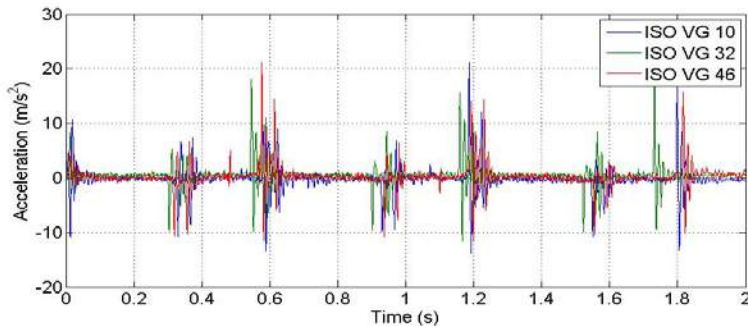
dijelaskan pada pembahasan grafik hasil pengujian eksitasi impuls.

Nilai rms percepatan tertinggi yang dihasilkan HM RSA dengan penggunaan oli ISO VG 32 masuk dalam kategori “sedikit tidak nyaman” dengan nilai percepatan ($0,315 \text{ m/s}^2 < a < 0,63 \text{ m/s}^2$). Hal yang sama juga terjadi pada HM RSA dengan penggunaan oli ISO VG 46. HM RSA dengan penggunaan oli ISO VG 10 masuk dalam kriteria “tidak ada keluhan” dimana nilai rms percepatannya ($a < 0,315 \text{ m/s}^2$). Menurut standar ISO kenyamanan penumpang bahwa nilai percepatan yang rendah ialah baik. Sehingga secara keseluruhan dapat disimpulkan pada frekuensi eksitasi 1,5 Hz HM RSA dengan penggunaan oli ISO VG 10 masih dalam standar kategori kenyamanan yang diizinkan dan penggunaan oli ISO VG 10 adalah yang paling baik segi kenyamanannya untuk frekuensi 1,5 Hz.

c. Eksitasi Periodik dengan Frekuensi 1,7 Hz



Gambar 4.18 Grafik respon *sprung mass* eksitasi periodik 1,7 Hz dengan pembebanan *accu* (terisi 50%)



Gambar 4.19 Grafik respon *unsprung mass* eksitasi periodik 1,7 Hz dengan pembebanan *accu* (terisi 50%)

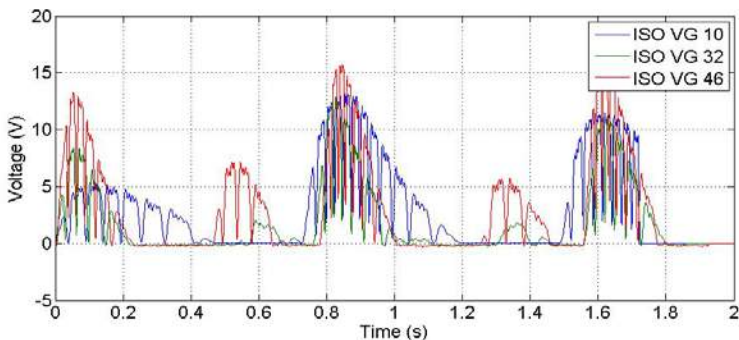
Dari gambar 4.18 dapat diketahui nilai rms percepatan HMRSA dengan oli ISO VG 10, 32 dan 46 berturut-turut sebesar 0.172 m/s^2 , 0.475 m/s^2 dan 0.498 m/s^2 . Nilai rms percepatan terendah dimiliki HMRSA dengan oli ISO VG 10 dan tertinggi pada oli ISO VG 46. Hal ini tidak sesuai dengan teoritis dimana oli dengan nilai *kinetic viscosity* (ν) yang lebih besar seharusnya memiliki nilai percepatan yang lebih kecil dikarenakan oli dengan nilai *kinetic viscosity* (ν) yang lebih besar memiliki nilai redaman yang lebih besar pula. Faktor penyebab terjadinya hal ini telah dijelaskan pada pembahasan grafik hasil pengujian eksitasi impuls.

Nilai rms percepatan tertinggi yang dihasilkan HMRSA dengan penggunaan oli ISO VG 46 masuk dalam kategori “sedikit tidak nyaman” dengan nilai percepatan ($0,315 \text{ m/s}^2 < a < 0,63 \text{ m/s}^2$). Hal yang sama juga terjadi pada HMRSA dengan penggunaan oli ISO VG 32. HMRSA dengan penggunaan oli ISO VG 10 masuk dalam kriteria “tidak ada keluhan” dimana nilai rms percepatannya ($a < 0,315 \text{ m/s}^2$). Menurut standar ISO kenyamanan penumpang bahwa nilai percepatan yang rendah ialah baik. Sehingga secara keseluruhan dapat disimpulkan pada frekuensi eksitasi 1,7 Hz HMRSA dengan penggunaan oli ISO VG 10 masih dalam standar kategori kenyamanan yang diizinkan

dan penggunaan oli ISO VG 10 adalah yang paling baik segi kenyamanannya untuk frekuensi 1,7 Hz.

4.3.3 Pengujian Energi Bangkitan HM RSA

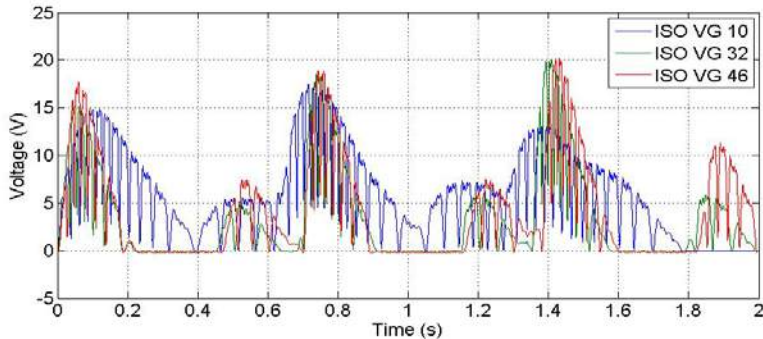
Pengujian energi bangkitan pada HM RSA dilakukan dengan eksitasi periodik pada masing-masing frekuensi eksitasi (1.3, 1.5 dan 1.7 Hz) dimana yang diukur adalah tegangan dan kuat arus listrik. Pengukuran arus (A) menggunakan AVO meter digital dan tegangan (V) menggunakan *oscilloscope*. Pengukuran energi bangkitan HM RSA dengan pembebanan akumulator tidak dapat dilakukan dikarenakan tegangan jepit yang terukur adalah tegangan dari akumulator. Sehingga, pengukuran energi bangkitan pada pengujian menggunakan lampu (12Volt 5Watt) sebagai pembebanan. Grafik voltase HM RSA dengan 3 variasi penggunaan oli pada frekuensi 1,3, 1,5 dan 1,7 ditunjukkan pada gambar 4.20, 4.21 dan 4.22



Gambar 4.20 Grafik voltase HM RSA pada eksitasi periodik frekuensi 1,3

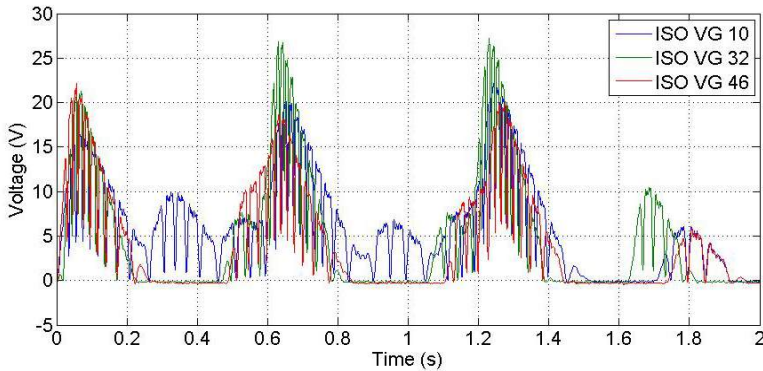
Dari gambar 4.20 dapat diketahui nilai rms voltase HM RSA pada eksitasi periodik frekuensi 1,3 dengan oli ISO VG 10, 32 dan 46 berturut-turut sebesar 4,624 V, 3,444 V dan 5,046 V. Nilai rms voltase terendah dimiliki HM RSA dengan oli ISO VG 32 dan tertinggi pada oli ISO VG 46. Dilihat dari nilai rms voltase pada masing-masing penggunaan oli tidak didapatkan tren nilai rms voltase yang berbanding lurus dengan viskositas oli yang digunakan. Dari grafik juga dapat terlihat HM RSA dengan

penggunaan oli ISO VG 10 memiliki putaran generator yang lebih kontinu dibandingkan dengan penggunaan oli yang lain, hal ini ditunjukkan dengan lebih sedikitnya garis voltase oli ISO VG 10 yang bernilai nol.



Gambar 4.21 Grafik voltase HMRSA pada eksitasi periodik frekuensi 1,5

Dari gambar 4.21 dapat diketahui nilai rms voltase HMRSA pada eksitasi periodik frekuensi 1,5 dengan oli ISO VG 10, 32 dan 46 berturut-turut sebesar 7,272 V, 5,723 V dan 6,315 V. Nilai rms voltase terendah dimiliki HMRSA dengan oli ISO VG 32 dan tertinggi pada oli ISO VG 10. Dilihat dari nilai rms voltase pada masing-masing penggunaan oli tidak didapatkan tren nilai rms voltase yang berbanding lurus dengan viskositas oli yang digunakan. Dari grafik juga dapat terlihat HMRSA dengan penggunaan oli ISO VG 10 memiliki putaran generator yang lebih kontinu dibandingkan dengan penggunaan oli yang lain, hal ini ditunjukkan dengan lebih sedikitnya garis voltase oli ISO VG 10 yang bernilai nol.



Gambar 4.22 Grafik voltase HMRSA pada eksitasi periodik frekuensi 1,7

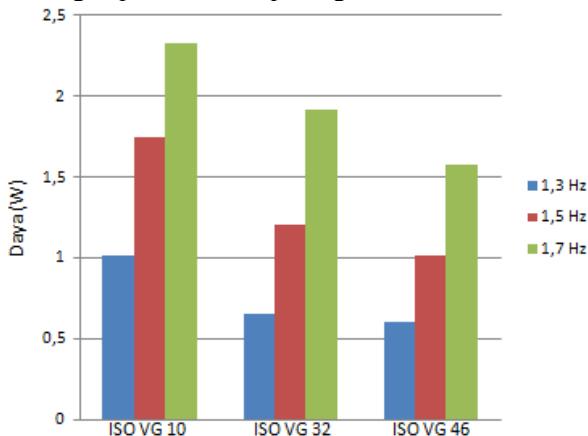
Dari gambar 4.22 dapat diketahui nilai rms voltase HMRSA pada eksitasi periodik frekuensi 1,7 dengan oli ISO VG 10, 32 dan 46 berturut-turut sebesar 7,776 V, 8 V dan 6,876 V. Nilai rms voltase terendah dimiliki HMRSA dengan oli ISO VG 46 dan tertinggi pada oli ISO VG 32. Dilihat dari nilai rms voltase pada masing-masing penggunaan oli tidak didapatkan tren nilai rms voltase yang berbanding lurus dengan viskositas oli yang digunakan. Dari grafik juga dapat terlihat HMRSA dengan penggunaan oli ISO VG 10 memiliki putaran generator yang lebih kontinyu dibandingkan dengan penggunaan oli yang lain, hal ini ditunjukkan dengan lebih sedikitnya garis voltase oli ISO VG 10 yang bernilai nol.

Berikut adalah tabel hasil energi bangkitan HMRSA pada eksitasi periodik:

Tabel 4.13 Energi bangkitan HMRSA pada masing-masing penggunaan oli

Jenis Oli	Frekuensi Eksitasi (f)	RMS Voltase (V)	Arus (A)	Daya (W)
Oli ISO VG 10	1,3 Hz	4,624	0,22	1,017
	1,5 Hz	7,272	0,24	1,745
	1,7 Hz	7,776	0,3	2,333
Oli ISO VG 32	1,3 Hz	3,444	0,19	0,654
	1,5 Hz	5,723	0,21	1,202
	1,7 Hz	8	0,24	1,92
Oli ISO VG 46	1,3 Hz	5,046	0,12	0,606
	1,5 Hz	6,315	0,16	1,01
	1,7 Hz	6,876	0,23	1,581

Sehingga dari tabel diatas dapat ditampilkan dalam bentuk diagram batang seperti terlihat pada gambar 4.23 berikut.



Gambar 4.23 Diagram batang energi bangkitan HMRSA

Dari diagram energi bangkitan diatas dapat dilihat distribusi nilai daya bangkitan HMRSA berdasarkan penggunaan oli dan frekuensi eksitasi yang diberikan. Pada penggunaan oli dengan ISO VG 10 energi bangkitan yang terbesar dihasilkan pada frekuensi eksitasi 1,7 Hz dan terendah pada frekuensi 1,3 Hz. Hal ini karena frekuensi eksitasi yang besar membuat sistem lebih terosilasi sehingga menghasilkan input untuk generator yang lebih besar. Keadaan ini juga berlaku pada penggunaan oli ISO VG 32 dan ISO VG 46.

Jika ditinjau dari energi bangkitan pada masing-masing penggunaan oli dapat dilihat bahwa oli dengan ISO VG 10 memiliki energi bangkitan terbesar diikuti oli dengan ISO VG 32 dan terakhir oli dengan ISO VG 46. Hal ini disebabkan oleh nilai redaman yang meningkat seiring kenaikan nilai viskositas pada oli sehingga eksitasi yang diberikan lebih teredam dan osilasi sistem semakin berkurang.

4.3.4 Performa *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber* a. Efisiensi

Nilai efisiensi HM RSA dapat diperoleh dengan membandingkan *power output* (P_o) terhadap *power input* (P_i). Dimana *Power input* (P_i) merupakan energi yang timbul akibat dari gaya redaman dikalikan kecepatan relatif sistem suspensi. $P_i = \int F_d d\dot{z}$, dimana F_d adalah gaya redaman, dan \dot{z} adalah kecepatan relatif antara *base exciter* dengan *sprung mass*. Hasil ini kemudian dibandingkan dengan energi bangkitan yang dihasilkan (*power output*).

Data yang didapatkan dari hasil pengujian dihitung kemudian dituangkan kedalam grafik. Berikut data hasil pengujian yang dihasilkan oleh HM RSA.

Tabel 4.14 Efisiensi HM RSA dengan oli ISO VG 10

Frekuensi eksitasi (Hz)	C (Ns/m)	V (m/s)	P input (W)	P output (W)	Efisiensi
1,3	7059	0,163	94,098	1,017	1,081
1,5	7059	0,188	125,278	1,745	1,393
1,7	7059	0,214	160,913	2,333	1,450

Tabel 4.15 Efisiensi HM RSA dengan oli ISO VG 32

Frekuensi eksitasi (Hz)	C (Ns/m)	V (m/s)	P input (W)	P output (W)	Efisiensi
1,3	9593	0,163	127,876	0,654	0,511
1,5	9593	0,188	170,250	1,202	0,706
1,7	9593	0,214	218,676	1,92	0,878

Tabel 4.16 Efisiensi HM RSA dengan oli ISO VG 46

Frekuensi eksitasi (Hz)	C (Ns/m)	V (m/s)	P input (W)	P output (W)	Efisiensi
1,3	12079	0,163	161,015	0,606	0,376
1,5	12079	0,188	214,369	1,01	0,471
1,7	12079	0,214	275,346	1,581	0,574

Untuk mendapatkan power input berikut contoh perhitungan, untuk oli dengan ISO VG 10 pada frekuensi eksitasi 1,3 Hz:

Diketahui:

$$c = 7059 \text{ Ns/m}$$

$$f = 1,3 \text{ Hz}$$

$$A = 2 \text{ cm} = 0,02 \text{ m}$$

dari persamaan $P_i = \int F d\dot{z}$, bila diintegrasikan menjadi:

$$P_i = \int c \dot{z} d\dot{z} \quad \text{dimana } F d = c \dot{z}$$

$$P_i = c \int \dot{z} d\dot{z}$$

Maka, persamaan menjadi:

$$P_i = \frac{1}{2} c \dot{z}^2 \quad \text{dimana } \dot{z} = 2 A f \pi$$

$$P_i = \frac{1}{2} 7059 (2 \pi \times 0.02 \times 1,3)^2$$

$$P_i = 94,098$$

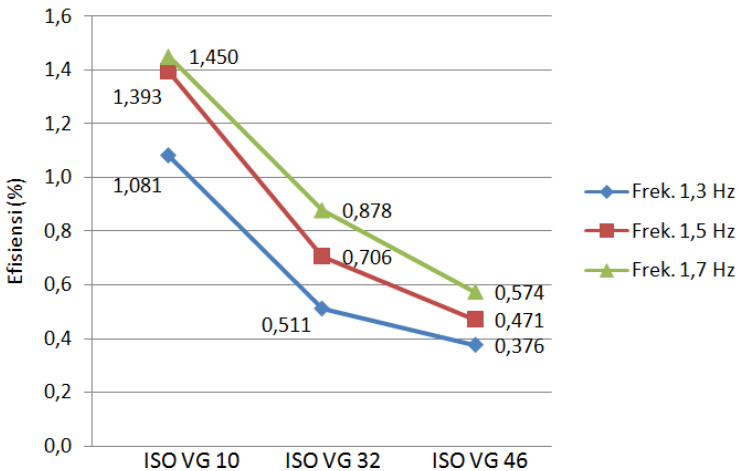
Sehingga:

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} \times 100\%$$

$$\eta = \frac{1,017}{94,098} \times 100\%$$

$$\eta = 1,081 \%$$

Dibawah ini merupakan grafik efisiensi daya HM RSA hasil perhitungan dari berbagai jenis oli yang digunakan dan frekuensi eksitasi.



Gambar 4.24 Grafik efisiensi performa HM RSA pembebanan *accu* (terisi 50%)

Dari gambar 4.24 dapat dilihat bahwa *trendline* efisiensi performa HM RSA dari masing-masing frekuensi, dimana pada saat frekuensi 1,3 Hz terjadi penurunan efisiensi seiring dengan peningkatan viskositas oli. Hal yang sama juga terjadi pada frekuensi eksitasi 1,5 dan 1,7. Secara umum kinerja HM RSA mengalami penurunan efisiensi seiring bertambahnya nilai viskositas oli. Pada saat frekuensi 1,3 hz efisiensi berada di antara 0,37% - 1,08%, pada 1,5 Hz efisiensi berada di kisaran 0,47% - 1,39% dan pada saat frekuensi 1,7 Hz berada pada 0,57% - 1,45%.

b. Transmissibilitas HM RSA

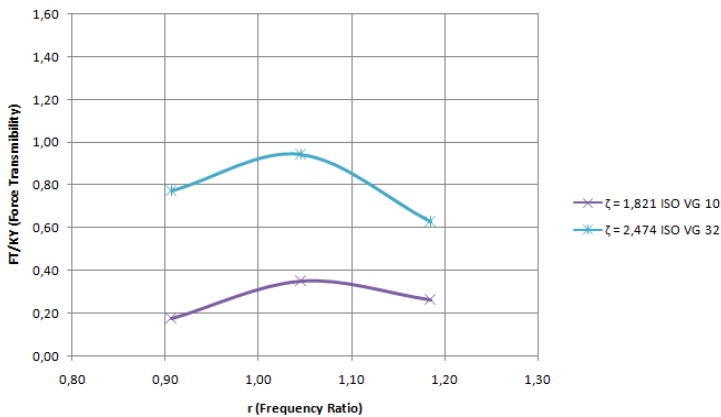
Dengan dilakukannya beberapa pengujian pada HM RSA yaitu pengujian eksitasi impuls dan periodik. Dapat kita bandingkan performa dari masing-masing alat tersebut dengan menggunakan grafik *force transmissibility* terhadap *frekuensi ratio*, data yang kita dapatkan dari hasil pengujian dituangkan kedalam grafik. Berikut data hasil pengujian yang dihasilkan oleh HM RSA:

Tabel 4.17 Transmissibilitas HMRSA dengan oli ISO VG 10

Frekuensi eksitasi	r	w	w _n	F _t /K _y
1,3	0,91	8,17	9,02	0,17
1,5	1,05	9,43	9,02	0,35
1,7	1,19	10,69	9,02	0,26

Tabel 4.18 Transmissibilitas HMRSA dengan oli ISO VG 32

Frekuensi eksitasi	r	w	w _n	F _t /k _Y
1,3	0,91	8,17	9,02	0,77
1,5	1,05	9,43	9,02	0,94
1,7	1,19	10,69	9,02	0,63

Gambar 4.25 Grafik *force transmissibility*

Grafik diatas menunjukkan hubungan antara *force transmissibility* dengan *frequency ratio*. Percepatan massa sprung yang digunakan adalah *peak respons* bukan RMS (rao, 2004). Dimana F_t/k_Y adalah rasio antara gaya yang diterima massa sprung dengan kekakuan pegas dan amplitudo eksitasi.

Dari hasil grafik pada gambar 4.25 di atas dapat dilihat bahwa *trendline* untuk $\zeta = 1,821$ ISO VG 10 dan $\zeta = 2,474$ ISO VG 32 eksperimen mengalami kenaikan dimulai dari $r = 0,91$ sampai dengan $r = 1,05$, kemudian nilai turun dari $r = 1,05$ sampai $r = 1,19$. Pada grafik terlihat bahwa semakin besar *damping ratio* (ζ) maka nilai *force transmissibility* (F_T/k_Y) semakin kecil. Ini disebabkan karena nilai *damping* (c) pada

damping ratio ($\zeta = \frac{c}{c_c}$) untuk setiap pembebanan berbeda-beda dimana semakin besar pembebanan maka nilai *damping* semakin meningkat.

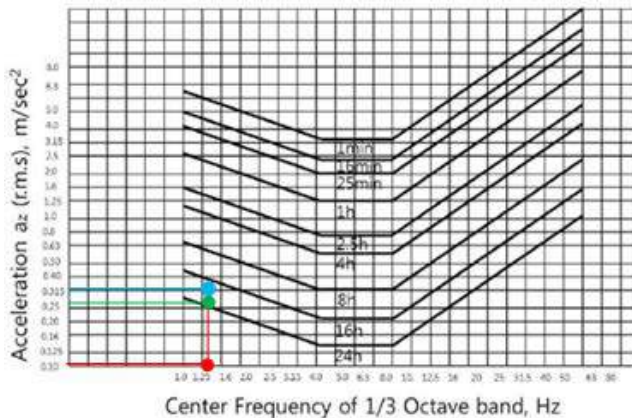
c. ISO 2631 Kenyamanan Penumpang

Mengacu pada data hasil pengujian periodik HM RSA dengan beban *accu* (terisi 50%) pada frekuensi eksitasi 1,3 Hz berikut:

Tabel 4.19 RMS percepatan massa sprung pada frekuensi eksitasi 1,3 Hz

Jenis Oli	RMS percepatan massa sprung (m/s ²)
ISO VG 10	0,108
ISO VG 32	0,26
ISO VG 46	0,316

Untuk mendapatkan data tingkat ketahanan tubuh pengendara maka nilai rms tersebut dimasukkan kedalam grafik standar ISO 2631. Sumbu vertikal merupakan nilai percepatan massa sprung sedangkan sumbu horizontal adalah frekuensi eksitasi. Dalam hal ini eksitasi terjadi pada frekuensi eksitasi 1,3 Hz.



Gambar 4.26 Grafik ketahanan tubuh pengendara akibat eksitasi periodik 1,3 Hz. (merah:oli ISO VG 10, hijau:oli ISO VG 32, biru:oli ISO VG 46)

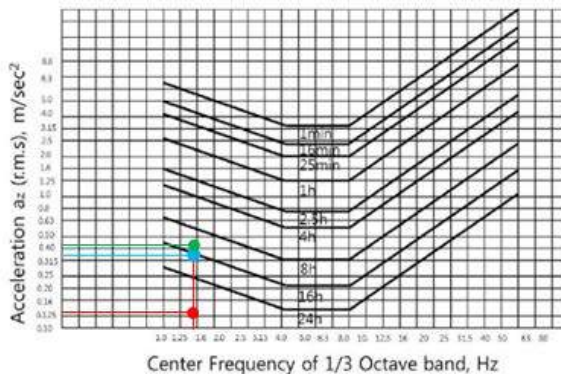
Dari grafik standar ISO 2631 dapat dilihat bahwa pada eksitasi periodik 1,3 Hz dengan penggunaan oli ISO VG 10 (merah) berada di range waktu >24 jam. Artinya penumpang dapat menerima guncangan selama lebih dari 24 jam untuk frekuensi eksitasi periodik sebesar 1,3 Hz. Jika digunakan oli ISO VG 32 (hijau), penumpang dapat menerima guncangan selama \pm 24 jam. Dan apabila yang digunakan adalah oli ISO VG 46 (biru), maka penumpang dapat menerima guncangan selama \pm 19 jam.

Mengacu pada data hasil pengujian periodik HM RSA dengan beban *accu* (terisi 50%) pada frekuensi eksitasi 1,5 Hz berikut:

Tabel 4.20 RMS percepatan massa sprung pada frekuensi eksitasi 1,5 Hz

Jenis Oli	RMS percepatan massa sprung (m/s^2)
ISO VG 10	0,127
ISO VG 32	0,411
ISO VG 46	0,338

Untuk mendapatkan data tingkat ketahanan tubuh pengendara maka nilai rms tersebut dimasukkan kedalam grafik standar ISO 2631. Dalam hal ini eksitasi terjadi pada frekuensi eksitasi 1,5 Hz.



Gambar 4.27 Grafik ketahanan tubuh pengendara akibat eksitasi periodik 1,5 Hz. (merah:oli ISO VG 10, hijau:oli ISO VG 32, biru:oli ISO VG 46)

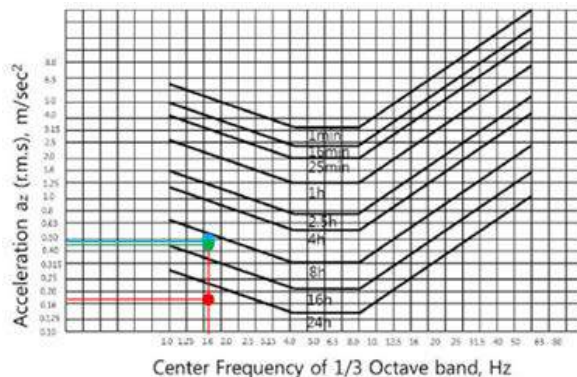
Dari grafik standar ISO 2631 dapat dilihat bahwa pada eksitasi periodik 1,5 Hz dengan penggunaan oli ISO VG 10 (merah) berada di range waktu >24 jam. Artinya penumpang dapat menerima guncangan selama lebih dari 24 jam untuk frekuensi eksitasi periodik sebesar 1,5 Hz. Jika digunakan oli ISO VG 32 (hijau), penumpang dapat menerima guncangan selama ± 15 jam. Dan apabila yang digunakan adalah oli ISO VG 46 (biru), maka penumpang dapat menerima guncangan selama ± 17 jam.

Mengacu pada data hasil pengujian periodik HM RSA dengan beban *accu* (terisi 50%) pada frekuensi eksitasi 1,7 Hz berikut:

Tabel 4.21 RMS percepatan massa sprung pada frekuensi eksitasi 1,7 Hz

Jenis Oli	RMS percepatan massa sprung (m/s^2)
ISO VG 10	0,172
ISO VG 32	0,475
ISO VG 46	0,498

Untuk mendapatkan data tingkat ketahanan tubuh pengendara maka nilai rms tersebut dimasukkan kedalam grafik standar ISO 2631. Dalam hal ini eksitasi terjadi pada frekuensi eksitasi 1,7 Hz.



Gambar 4.28 Grafik ketahanan tubuh pengendara akibat eksitasi periodik 1,7 Hz. (merah:oli ISO VG 10, hijau:oli ISO VG 32, biru:oli ISO VG 46)

Dari grafik standar ISO 2631 dapat dilihat bahwa pada eksitasi periodik 1,7 Hz dengan penggunaan oli ISO VG 10 (merah) berada di range waktu >24 jam. Artinya penumpang dapat menerima guncangan selama lebih dari 24 jam untuk frekuensi eksitasi periodik sebesar 1,7 Hz. Jika digunakan oli ISO VG 32 (hijau), penumpang dapat menerima guncangan selama ± 11 jam. Dan apabila yang digunakan adalah oli ISO VG 46 (biru), maka penumpang dapat menerima guncangan selama ± 10 jam.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil eksperimen pada *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber* (HMRSA) dengan variasi viskositas oli diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Nilai redaman HMRSA semakin besar seiring dengan semakin kentalnya oli yang digunakan. Nilai redaman HMRSA pada saat pembebanan *accu* (terisi 50%) untuk penggunaan oli ISO VG 10, ISO VG 32 dan ISO VG 46 berturut-turut adalah 7059 Ns/m, 9593 Ns/m dan 12079 Ns/m.
2. Performa terbaik HMRSA pada semua variasi frekuensi yang diujikan diperoleh pada saat penggunaan oli ISO VG 10. Ditinjau dari tingkat kenyamanan pengendara menurut standar ISO 2631, penggunaan oli ISO VG 10 adalah yang paling nyaman dibandingkan dengan penggunaan oli yang lainnya, dimana HMRSA dengan penggunaan oli ISO VG 10 masuk dalam kategori “tidak ada keluhan”.
3. Energi bangkitan HMRSA terbesar diperoleh pada saat penggunaan oli ISO VG 10. Dimana pada frekuensi eksitasi 1,7 Hz (frekuensi tertinggi yang diujikan) dengan penggunaan oli ISO VG 10, ISO VG 32 dan ISO VG 46 diperoleh energi bangkitan berturut-turut sebesar 2,333 watt, 1,92 watt dan 1,581 watt. Artinya semakin rendah viskositas oli yang digunakan maka energi bangkitannya semakin besar.

5.2 Saran

Untuk mendapatkan hasil penelitian yang lebih baik, beberapa saran yang dapat dipertimbangkan bagi peneliti selanjutnya adalah:

1. Mencari metode baru pengisian fluida hidrolik HMRSA yang lebih efektif untuk dapat meminimalkan udara yang terjebak dalam komponen-komponen hidrolik sehingga komponen dapat terisi penuh.
2. Melakukan perbaikan dan pengecekan berkala pada *suspension test rig* terutama pada bagian *linear shaft* dan *roller bearing* terlebih apabila *suspension test rig* sering digunakan. Pada bagian *linear shaft* dijumpai goresan akibat gesekan dengan *roller bearing*. Pengecekan kondisi *roller bearing* dapat dilakukan dengan cara menaik turunkan *holder*. Pergerakan *holder* yang tidak halus adalah salah satu indikasi kerusakan *roller bearing*.
3. Diharapkan ada sistem pengaturan frekuensi eksitasi digital untuk mengurangi eror yang terjadi akibat pengaturan frekuensi eksitasi yang menggunakan *check valve*.
4. Diharapkan adanya sensor tertentu untuk merekam waktu yang dibutuhkan pada saat pengujian statis, sehingga data pengujian yang didapatkan lebih akurat.

LAMPIRAN

Spesifikasi Motor Hidrolik:

Type		BMM 8	BMM 12.5	BMM 20	BMM 32	BMM 40	BMM 50
Geometric displacement (cm ³ /rev.)		8.2	12.9	19.9	31.6	39.8	50.3
Max. speed (rpm)	cont.	1950	1550	1000	630	500	400
	int.	2450	1940	1250	800	630	500
Max. torque (N•m)	cont.	11	16	25	40	45	46
	int.	15	23	35	57	70	88
	peak	21	33	51	64	82	100
Max. output (kW)	cont.	1.8	2.4	2.4	2.4	2.2	1.8
	int.	2.6	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
Max. pressure drop (MPa)	cont.	10	10	10	10	9	7
	int.	14	14	14	14	14	14
	peak	20	20	20	16	16	16
Max. flow (L/min)	cont.	16	20	20	20	20	20
	int.	20	25	25	25	25	25
Weight (kg)		1.9	2	2.1	2.2	2.3	2.4

Type		Max.inlet pressure
BMM8-50 (MPa)	cont.	17.5
	int.	22.5

- Continuous pressure:Max. value of operating motor continuously.
- Intermittent pressure:Max. value of operating motor in 6 seconds per minute.
- Peak pressure:Max. value of operating motor in 0.6 second per minute.

Spesifikasi Generator:

Model	PMG-100	PMG-200	PMG-300	PMG-400	PMG-500	PMG-600
Rated power	100w	200w	300w	400w	500w	600w
Maximum power	130w	230w	350w	450w	550w	650w
Rated voltage	12/24v	12/24v	12/24v	12/24v	12/24v	24v
Rated revolution	450r/m	450 r/m	450 r/m	450 r/m	450 r/m	450 r/m
Shell material	High standard casting Aluminium alloy with TF/T6 heat treatment					
Shaft material	High standard Stainless Steel					
Shaft bearing	High standard NSK 6203					
Magnet material	NdFeB (Neodymium Iron Boron)					
Protection grade	IP 54					
Efficiency	>90%					
Starting torque(N*M)	<0.2	<0.2	<0.3	<0.3	<0.5	<0.5
Net weight	3.5kg	3.5kg	4.5kg	4.5kg	7.5kg	7.5kg
Dimension (height*diameter*shaft)	(one shaft) 65*145*28 mm		(one shaft) 80*145*45mm		(one shaft) 100*175*60mm	
	(two shaft) 65*145*138mm		(two shaft) 80*145*150mm		(two shaft) 100*175*150mm	
Lubrication	Lubricating grease					
Generator	Three-phase ac permanent magnet synchronous generator					

DAFTAR PUSTAKA

- [1] L. J. Gysen dkk. 2008. *Active Electromagnetic Suspension System for Improved Vehicle Dynamics*. Eindhoven University of Technology, Netherland.
- [2] Renxue, Zhu. 2010. *Research on Co-Simulation and Test of Semi-Active Suspension*. Zheijiang University, China.
- [3] Soben and Estia Research. 2011. *Modeling Of An Electromechanical Energy Harvesting System Integrated In Car Dampers*.
- [4] Laksana Guntur, Harus. 2013. *Development and Analysis of a Regenerative Shock Absorber for Vehicle Suspension*. JSME Journal of System Design and Dynamics.
- [5] Anuar, Kaspul. 2014. *Rancang Bangun dan Studi Karakteristik Respon Getaran Sistem Suspensi dengan Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [6] N. Avadhany, Shakeel. 2009. *Analysis of Hydraulic Power Transduction in Regenerattive Rotary Shock Absorbers as Function of Working Fluid Kinematic Viscosity*. S.B. Materials Science & Engineering Massachusetts Institute of Technology.
- [7] Rao, Singiresu S. 2004. *Mechanical Vibration*. Prentice Hall PTR, Singapore.
- [8] Fox, Robert W. 2004. *Introduction to Fluid Mechanics Sixth Edition*. John Wiley & Son, Ltd: United States of America.

RIWAYAT PENULIS



Budi Perdana Kusuma dilahirkan di Kuningan, 10 November 1990. Merupakan anak pertama dari tiga bersaudara, dari pasangan Ujang Saeful Komar dan Elly Kusmiaty.

Telah menempuh pendidikan formal yaitu di SDN 1 Kertaungaran, Kuningan (1996 - 2002), SMPN 4 Kuningan (2002 - 2005), SMAN 1 Kuningan (2005 - 2008) dan Diploma 3 Teknik Mesin Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta (2008 - 2011). Setelah lulus studi diploma 3 pada tahun

2011, penulis melanjutkan studi ke tahap sarjana di Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2012, kemudian fokus pada bidang studi DESAIN. Pada bulan Desember 2014 Penulis mengikuti seminar dan ujian tugas akhir dari Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Penulis memiliki harapan agar ilmu yang telah didapatkan dapat berguna untuk agama dan negara. Penulis dapat dihubungi melalui email dibawah ini.

kusumabudiperdana@yahoo.co.id

budiperdana.kusuma@yahoo.co.id